



Universidad
Carlos III de Madrid

ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR

Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos

PROYECTO FIN DE CARRERA

Simulación de las prestaciones de un motor alternativo de 4T para Formula Student

INGENIERÍA INDUSTRIAL

Autor: José Enrique ARGÜELLO LAZAGA

Tutor: Ciro Sebastián VEREDA ORTIZ

Director: Mathieu LEGRAND

Leganés, Marzo de 2015

Título: Simulación de las prestaciones de un motor alternativo de 4T para Formula Student

Autor: José Enrique Argüello Lazaga

Tutor: Ciro Sebastián Vereda Ortiz

Director: Mathieu Legrand

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____ de 20__
en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda
otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Agradecimientos

Mi primera mención se la merecen mis padres. He tomado muchos caminos gracias a ellos y gracias a ellos estoy escribiendo esto ahora.

Quiero citar también a Elena y a mis amigos. Me han demostrado que para tener la cabeza en su sitio, es bueno tenerla en otro lugar de vez en cuando. Asimismo agradezco a todos aquellos compañeros que me han aportado su granito de arena durante estos años de universidad.

Agradecer por supuesto a Ciro y Mathieu la aceptación del proyecto que les propuse. Me habéis dado las herramientas para trabajar y dedicar mis esfuerzos a un tema que despierta mi interés y mi motivación. Ha sido un placer trabajar con vosotros y os agradezco enormemente vuestro tiempo empleado, los conocimientos compartidos y los ánimos. A ellos dos quiero añadir a todos los profesores que han pasado por mi trayectoria educativa, desde el colegio hasta la universidad.

No puedo olvidarme del equipo Formula UC3M. La decisión de unirme a este equipo ha sido una de las mejores que podía haber tomado nunca. Gracias Javi y Dani por recibirme con los brazos abiertos, y gracias por todo lo que ha supuesto a todos los niveles. Gracias también al resto de miembros, quiero citar tantos nombres que me resultaría imposible no dejarme a alguien. Os deseo toda la suerte, porque el talento ya lo tenéis.

Resumen

El presente proyecto tiene como objetivo la simulación de las prestaciones del motor Honda CBR 600RR integrado en el monoplaza que diseñará el equipo universitario de competición Formula UC3M.

La meta del equipo Formula UC3M es diseñar y construir un monoplaza capaz de participar en la competición universitaria "Formula Student". Dicha competición impone cumplir una normativa que restringe ciertos parámetros del diseño del coche. En lo que al motor concierne, la normativa indica que todo el flujo de gases frescos que admite el motor debe pasar a través de una restricción de 2 cm de diámetro, lo que limita de forma importante la potencia del motor. Para prever el comportamiento del motor incluyendo esta restricción, se ha optado por simular las actuaciones del mismo.

Se ha abordado la simulación de las prestaciones del motor con el software de programación técnica Matlab. El algoritmo de la simulación propiamente dicha es de tipo predictivo y se ha programado en base a las leyes termodinámicas y de transferencia de calor que rigen los fenómenos que suceden en el conjunto del motor: colectores de admisión, escape, flujo a través de válvulas y cilindro. Estos fenómenos son de carácter termodinámico pero también se emplean datos experimentales que son fieles a la física del motor. Una vez establecido un modelo simplificado tomando las hipótesis adecuadas se ha procedido a programar el algoritmo.

Tras crear el software, se ha procedido a un análisis de los datos obtenidos (curvas de potencia y par, rendimientos volumétricos y mapas de isoconsumo), validando y afinando los parámetros experimentales mediante la comparación con las prestaciones del motor sin restricción en la admisión. Una vez validado el modelo se ha procedido a la predicción del efecto de la restricción sobre las prestaciones del motor.

La información aportada por el presente modelo permitirá trabajar en un futuro con datos muy relevantes a la hora de diseñar el monoplaza de competición a coste reducido.

Abstract

This project has the goal of simulating the engine performance of the car which will be designed by the Formula UC3M racing team.

The Formula UC3M racing team's purpose is to design and build a car capable of participating in the "Formula Student" challenge. The competition imposes regulations restricting certain design parameters of the car. Regarding specifically the engine, the rules indicate that all the flow aspirated by the engine must pass through a 2 cm diameter restrictor, which significantly limits the power of the engine.

The way to approach the simulation of the engine performance is creating a mathematical algorithm using the software Matlab. The predictive model has been elaborated on the basis of the thermodynamics equations and heat transfer laws that govern the phenomena occurring inside the engine, including intake and exhaust piping, flow through valves as well as in-cylinder processes. Besides Thermodynamic equations, the model uses fitted experimental data in order to "tune" the algorithm prediction capability. Once the model properly elaborated by taking reasonable and appropriate simplifying assumptions, the predictive algorithm has been programmed in Matlab technical language.

After creating the software, the data gathered from it allows to adjust some experimental parameters by comparing numerical results with real available data of the unrestricted engine (full load power and torque curves, volumetric efficiency and brake specific fuel consumption map).

The validated model is the used to predict the performances of the chosen engine when implemented with a 2 cm restriction. Afterwards, the team will be able to use this relevant information in order to properly design the car at low cost.

Índice general

1.	INTRODUCCIÓN A LA FORMULA STUDENT	1
1.1.	¿QUÉ ES LA FORMULA STUDENT?	1
1.2.	FORMULA UC3M	2
1.3.	EVENTOS EN LA COMPETICIÓN	2
1.4.	DESCRIPCIÓN DE LOS EVENTOS	3
1.4.1	<i>Eventos estáticos</i>	3
1.4.1.1.	Presentación.....	3
1.4.1.2.	Diseño	3
1.4.1.3.	Análisis de Costes y Fabricación	3
1.4.2	<i>Eventos dinámicos</i>	4
1.4.2.1.	Aceleración.....	4
1.4.2.2.	Skid Pad	4
1.4.2.3.	Autocross	4
1.4.2.4.	Eficiencia	5
1.4.2.5.	Resistencia	5
1.5.	NORMATIVA GENERAL.....	5
1.5.1	<i>Aerodinámica</i>	5
1.5.2	<i>Suspensión</i>	6
1.5.3	<i>Transmisión</i>	6
1.5.4	<i>Frenos</i>	6
1.5.5	<i>Chasis</i>	6
1.5.6	<i>Electricidad</i>	6
1.6.	NORMATIVA ESPECÍFICA DEL MOTOR.....	6
1.7.	CARACTERÍSTICAS GENERALES DEL MOTOR HONDA CBR 600 RR	7
1.7.1	<i>Ficha técnica</i>	8
2.	PRINCIPIOS OPERATIVOS, ARQUITECTURA Y PARÁMETROS BÁSICOS.....	9
2.1.	PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO	9
2.2.	PARÁMETROS BÁSICOS	12
2.2.1	<i>Parámetros geométricos</i>	12
2.2.2	<i>Velocidad media del émbolo</i>	13
2.2.3	<i>Configuración pluricilíndrica del motor</i>	14
2.2.4	<i>Cinemática del embielaaje normal</i>	15
2.2.5	<i>Trabajo, Potencia y Par motor del ciclo</i>	18
2.2.6	<i>Rendimiento mecánico</i>	19
2.2.7	<i>Presión Media Equivalente</i>	19
2.2.8	<i>Rendimiento global de un motor de combustión interna</i>	21
2.3.	COMBUSTIÓN.....	21
2.3.1	<i>Caracterización del Proceso de combustión</i>	23
2.3.2	<i>Poder calorífico</i>	25
2.3.3	<i>Reacción química</i>	26
2.3.4	<i>Dosado de una mezcla combustible</i>	27

2.3.5	<i>Eficiencia de combustión</i>	27
2.3.6	<i>Consumo específico de combustible</i>	28
2.4.	PÉRDIDAS DE CALOR POR CONVECCIÓN Y RADIACIÓN	29
2.4.1	<i>Modelado de las pérdidas de calor por convección y radiación</i>	29
2.5.	PROCESO DE RENOVACIÓN DE LA CARGA	31
2.5.1	<i>Rendimiento volumétrico</i>	31
2.5.2	<i>Válvulas</i>	31
2.5.3	<i>Diagrama de la distribución</i>	32
2.5.4	<i>Efecto del RCA</i>	35
2.5.5	<i>Ley de levantamiento de válvulas</i>	36
2.5.6	<i>Flujo a través de las válvulas: Modelo ideal y coeficientes de descarga</i>	38
2.5.7	<i>Restricción de aire</i>	40
2.5.7.1.	<i>Diseño del difusor</i>	41
2.5.8	<i>Efectos inerciales y de acción de ondas</i>	49
2.6.	PROPIEDADES DEL FLUIDO DE TRABAJO	51
2.6.1	<i>Mezcla Perfecta</i>	52
2.6.2	<i>Determinación del calor específico a presión constante, de las entalpías de las especies involucradas y de la relación de calores específicos</i>	55
2.7.	TERMODINÁMICA	56
2.7.1	<i>Primera ley de la termodinámica</i>	56
2.7.2	<i>Aplicación del primer principio de la termodinámica al modelado del motor</i>	61
3.	MODELADO DEL MOTOR	64
3.1.	INTRODUCCIÓN	64
3.2.	CLASIFICACIÓN DE MODELOS	65
3.3.	INTRODUCCIÓN AL MODELO	66
3.4.	HIPÓTESIS DEL MODELO	67
3.5.	ECUACIONES EMPLEADAS EN EL ALGORITMO	68
3.6.	DISCRETIZACIÓN	70
3.7.	DIAGRAMA DE FLUJO	73
3.7.1	<i>Inicio de la simulación</i>	74
3.7.2	<i>Criterio de convergencia</i>	75
4.	ACTUACIONES DEL MOTOR	76
4.1.	INTRODUCCIÓN	76
4.1.1	<i>Curvas características a plena carga</i>	76
4.1.2	<i>Curvas características a carga parcial</i>	77
4.2.	RESULTADOS	78
4.2.1	<i>Análisis a plena carga</i>	78
4.2.2	<i>Par y potencia a plena carga</i>	85
4.2.3	<i>Análisis a carga parcial</i>	86
4.2.4	<i>Mapa de consumo específico</i>	90
4.2.5	<i>Balance energético y distribución de la energía</i>	91
4.2.6	<i>Comparación Nº Mach teórico y real en la restricción</i>	93
4.2.7	<i>Resultados con y sin restricción</i>	94
4.2.8	<i>Resultados con y sin acción de ondas y efectos inerciales</i>	95
	Conclusiones	98
5.	ANEXOS	100

5.1.	ANEXO 1 – DESARROLLO DE LA ECUACIÓN PRINCIPAL DEL ALGORITMO.....	100
5.2.	ANEXO 2 – CÓDIGO DEL ALGORITMO	103
6.	BIBLIOGRAFÍA.....	127

Nomenclatura

$\Delta\theta_b$	Ángulo de quemado rápido [°]	l	Carrera [m]
$\Delta\theta_d$	Ángulo de desarrollo de la llama [°]	M	Número de Mach [-]
$\Delta\theta_o$	Ángulo de quemado total [°]	$\overline{\dot{m}_a}$	Caudal másico medio de aire [kg/s]
A	Área Paredes del Cilindro [m ²]	MIE	Motor de Ignición Espontanea
A_C	Área de Cortina [m ²]	MIF	Motor de Ignición Forzada
A_E	Área Efectiva [m ²]	N	Número de cilindros
A_e	Área Base del Émbolo [m ²]	n	Régimen de giro [rpm]
AAA	Adelanto a la Apertura de la Admisión [°]	P	Presión del Gas en el Interior del Cilindro [Pa]
AAE	Adelanto a la Apertura del Escape [°]	P_{adm}	Presión en el Colector de Admisión [Pa]
AE	Adelanto al Encendido [°]	P_{esc}	Presión en el Colector de Escape [Pa]
C_D	Coefficiente de Descarga [-]	PCI	Poder Calorífico Inferior [J/kg]
SC	Consumo Específico [g/kWh]	PCS	Poder Calorífico Superior [J/kg]
C_e	Par Efectivo [Nm]	PM	Presión Media Equivalente [bar]
C_i	Par Indicado [Nm]	PME	Presión Media Efectiva [bar]
c_p	Calor Específico a Presión Constante [J/kg]	PMI	Punto Muerto Inferior
C_{pt}	Coefficiente de Pérdidas de Presión Total [-]	$PMIn$	Presión Media Indicada [bar]
c_v	Calor Específico a Volumen Constante [J/kg]	PMR	Presión Media Resistiva [bar]
D	Diámetro del Pistón [m]	PMS	Punto Muerto Superior
D_v	Diámetro de la Válvula [m]	Q	Cilindrada Total [m ³]
$DOHC$	Doble Árbol de Levas en Cabeza (Double Overhead Camshaft)	q	Cilindrada Unitaria [m ³]
$DSFI$	Inyección de Doble Fase (Double Stage Fuel Injection)	q'	Cilindrada Unitaria Efectiva [m ³]
e_{cin}	Energía Cinética Específica [J/kg]	r_{ce}	Relación de Compresión Efectiva [-]
e_{pot}	Energía Potencial Específica [J/kg]	r_{cg}	Relación de Compresión Geométrica [-]
F	Dosado absoluto [-]	R_g	Constante Específica del Gas [J/kgK]
F_{est}	Dosado Estequiométrico [-]	RCA	Retraso al Cierre de la Admisión [°]
F_r	Dosado Relativo [-]	RCE	Retraso al Cierre del Escape [°]
h	Entalpía Total [J/kg]	Re	Número de Reynolds [-]
h_c	Coefficiente de Transferencia de Calor Convectivo [W/m ² K]	S	Número de Tiempos
h_f	Entalpía de Formación [J/kg]	T	Temperatura del Gas Residente en el cilindro [K]
h_{max}	Levantamiento Máximo de Válvulas	T_w	Temperatura de las Paredes del Cilindro [K]
h_T	Entalpía Térmica [J/kg]	u	Velocidad Media del Émbolo [m/s]
h_v	Levantamiento de la Válvula [m]	V_{max}	Volumen Máximo del Cilindro [m ³]
k	Conductividad Térmica del Fluido [W/mK]	\dot{W}_e	Potencia Efectiva [W]
L	Longitud de la Biela [m]	\dot{W}_i	Potencia Indicada [W]

y	Distancia del Émbolo respecto a PMS [m]	λ	Relación Longitudes Biela-Manivela [-]
α	Ángulo de Giro de Cigüeñal [°]	μ	Viscosidad dinámica [Ns/ m ²]
α_{dif}	Ángulo Difusor [°]	ν	Viscosidad cinemática [m ² /s]
γ	Relación de calores específicos [-]	ρ	Densidad [kg/ m ³]
$\Delta\alpha_e$	Intervalo Angular Entre Encendidos [°]	τ_e	Trabajo Efectivo por Ciclo [J]
ζ_d	Coeficiente de Pérdidas de Presión Estática [-]	τ_i	Trabajo Indicado por Ciclo [J]
η	Rendimiento Global del Ciclo [-]	χ_q	Fracción de Masa de Combustible Quemado [-]
η_{vg}	Rendimiento Volumétrico Global [-]	ω	Velocidad de Giro del Cigüeñal [rad/s]
η_{me}	Rendimiento Mecánico Efectivo [-]		

1. Introducción a la Formula Student

1.1. ¿Qué es la Formula Student?

La Formula Student es una competición entre estudiantes universitarios organizada en Reino Unido por el IMechE (Institution of Mechanical Engineers por sus siglas en inglés). Cada equipo diseña, construye y pone a prueba un monoplaza basado en una serie de normas con el objetivo de superar los eventos programados por la organización [1].

Formula Student promueve las carreras y la excelencia en la ingeniería, ya que abarca todos los aspectos de la industria automotriz incluyendo la investigación, diseño, fabricación, pruebas, desarrollo, comercialización, administración y finanzas.

La competición nace en Estados Unidos bajo el nombre de Formula SAE® y se expande a nivel internacional. Como parte de la Formula SAE® Official Series, se organizan eventos utilizando la reglamentación Formula SAE® en Australasia, Brasil, Italia, Reino Unido, Austria, Alemania y Japón. La unificación de normas favorece la participación de equipos internacionales en cada competición.



Figura 1 - Foto evento Formula Student UK 2013 [2]

1.2. Formula UC3M

Formula UC3M es el equipo perteneciente a la Universidad Carlos III de Madrid. Está conformado plenamente por estudiantes de la UC3M y su misión es el diseño y construcción de un monoplaça que cumpla el reglamento y esté listo para competir.



Figura 2 - Logo Formula UC3M [3]

La organización del equipo se divide en varias ramas que abarcan todas las áreas necesarias para cumplir el objetivo bajo la dirección de dos jefes de equipo y un director técnico. Esas ramas son:

- Motor y transmisión.
- Chasis.
- Suspensión y Frenos.
- Aerodinámica.
- Electrónica.
- Fabricación.
- Marketing y comunicación.

1.3. Eventos en la competición

La competición se divide en distintas pruebas divididas en dos grupos: pruebas estáticas y pruebas dinámicas. El objetivo es cosechar la mayor cantidad de puntos posibles en cada prueba para ser campeón.

Las máximas puntuaciones alcanzables en cada evento son las siguientes:

Eventos Estáticos		
	Presentación	75
	Diseño	150
	Análisis de Costes y Fabricación	100
Eventos Dinámicos		
	Aceleración	75
	Skid-Pad	50
	Autocross	150
	Eficiencia	100
	Resistencia	300
<u>Puntos Totales</u>		<u>1000</u>

Tabla 1 - Puntuaciones máximas posibles en los eventos [4]

1.4. Descripción de los eventos

1.4.1 Eventos estáticos

1.4.1.1. Presentación

El objetivo del evento de presentación es evaluar la capacidad del equipo para desarrollar y ofrecer un caso de negocio que convenza a los “ejecutivos” de una corporación ficticia formada por jueces de la competición. Debe mostrarse que el diseño del monoplaza puede ser fabricado y comercializado de manera rentable.

Los equipos deben asumir que los "ejecutivos" representan diferentes áreas de una organización corporativa, incluyendo ingeniería, producción, comercialización y finanzas.

1.4.1.2. Diseño

El objetivo del evento de diseño es el de evaluar el esfuerzo de ingeniería presente en el diseño del coche y cómo la ingeniería cumple con el propósito de la competición.

El coche que ilustre el mejor uso de la ingeniería para cumplir con los objetivos de diseño y la mejor comprensión del diseño por los miembros del equipo ganará el evento de diseño.

1.4.1.3. Análisis de Costes y Fabricación

El evento se divide en tres partes:

- Parte 1 "Informe de Costes": La preparación y presentación de un Informe de Costes que se enviará a los Jueces de costes antes de la competición.

- Parte 2 "Discusión": Una discusión con los Jueces de costes acerca del vehículo del equipo. Aquí no sólo se evalúa el coste del monoplaza, sino también la capacidad del equipo para preparar estimaciones precisas de costes de ingeniería y fabricación.
- Parte 3 "Caso Real": Un escenario de "caso real" donde los estudiantes tendrán que responder a un desafío relacionado con los costes o la fabricación del vehículo.

1.4.2 Eventos dinámicos

1.4.2.1. Aceleración

Los monoplazas prueban su aceleración en una distancia de 75 metros. El más rápido necesita menos de 4 segundos.

1.4.2.2. Skid Pad

Los vehículos circulan en un trazado con forma de 8 (dos círculos enlazados como vemos en la Figura 3). Se trazan dos vueltas consecutivas en cada círculo y se toma el tiempo de la segunda vuelta dada en cada círculo. Los monoplazas ponen a prueba cuanta aceleración lateral pueden generar (hasta 1.4 g's) [5].



Figura 3 - Evento Skid-Pad en Formula SAE Michigan [6]

1.4.2.3. Autocross

Se dispone de un trazado de aproximadamente un kilómetro a través de rectas y curvas. El tiempo de la vuelta es un indicativo del comportamiento dinámico del coche y de su facilidad de manejo. La clasificación en la prueba de Autocross determina las posiciones de salida en la carrera de Resistencia.

1.4.2.4. Eficiencia

El consumo de combustible es un factor importante en el desarrollo futuro de vehículos. El cálculo está basado en la media de consumo por vuelta completada, lo cual permite una evaluación también de los equipos que no han acabado. Aquellos equipos que hayan completado el recorrido en un tiempo superior al 133% del tiempo del equipo más rápido y aquellos que usen más de 5.72 litros de combustible en Resistencia no recibirán puntos.

1.4.2.5. Resistencia

La carrera de Resistencia es la prueba principal de la competición. En una distancia de 22 kilómetros los coches tienen que probar su aceleración, velocidad, manejo, dinámica, ahorro de combustible y fiabilidad. La prueba requiere también la habilidad del piloto ya que puede haber hasta cuatro coches en la pista al mismo tiempo. Cada equipo tiene solo un intento con cambios de piloto a los 11 kilómetros.

1.5. Normativa general

Los equipos deben estar compuestos en su totalidad por estudiantes universitarios activos (incluidos los conductores). Eso conlleva restricciones evidentes sobre las horas de trabajo disponibles, habilidades o experiencia. Esta restricción significa que el resto de la normativa puede ser mucho menos restrictiva que la mayoría de competiciones profesionales.

Los estudiantes pueden recibir asesoramiento por parte de ingenieros profesionales o profesores, pero todo el diseño de los coches debe ser realizado por los propios estudiantes. Los estudiantes también son los únicos responsables de la recaudación de fondos, aunque la mayoría de los equipos de éxito se basan en los presupuestos de las universidades patrocinadas. Además, el sistema de puntos está organizado de manera que múltiples estrategias pueden conducir al éxito. Esto lleva a una gran variedad de diseños entre los coches.

Se remite al lector al documento [7] en el cual encontrará la normativa completa para las competiciones desarrolladas a lo largo del año 2014. A continuación se presenta un resumen citando las normas más importantes en cada parcela de diseño:

1.5.1 Aerodinámica

No puede haber superficies aerodinámicas 762 mm por delante de la parte delantera de los neumáticos delanteros ni 305 mm por detrás de la parte trasera de los neumáticos traseros. Lateralmente no puede superarse el ancho delimitado por la línea imaginaria que une cada par de ruedas situadas a uno y otro lado.

1.5.2 Suspensión

El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo con amortiguadores delanteros y traseros, con recorrido de la rueda utilizable de al menos 50,8 mm, 25,4 mm (1 pulgada) de bote y 25,4 mm (1 pulgada) de rebote, con conductor sentado.

1.5.3 Transmisión

Cualquier tipo de transmisión puede ser usada.

1.5.4 Frenos

El vehículo debe estar equipado con un sistema de frenado que actúe sobre las cuatro ruedas y sea operado por un solo control. Debe tener dos circuitos hidráulicos independientes, que en el caso de una fuga o fallo en cualquier punto del sistema, la potencia de frenado efectiva se mantenga en un mínimo de dos ruedas.

1.5.5 Chasis

El chasis es el montaje estructural fabricado que soporta todos los sistemas del vehículo funcionales. Este conjunto puede ser una sola estructura soldada, múltiples estructuras soldadas o una combinación de estructuras de materiales compuestos y soldadas.

La estructura del vehículo debe incluir dos arcos antivuelco, una estructura delantera con sistema de apoyo y atenuador de impacto y las estructuras de impacto lateral.

1.5.6 Electricidad

El vehículo debe estar equipado de dos interruptores que formen parte del sistema de apagado, uno situado a la derecha del piloto y fácilmente accionable por una persona situada fuera del vehículo y otro dentro del cockpit. Accionar uno de los dos interruptores debe apagar el motor [7].

1.6. Normativa específica del motor

De todas las normas que se aplican al sistema propulsor, citamos aquellas que tienen más repercusión en nuestro estudio del motor:

- El motor empleado debe ser de pistones utilizando un ciclo de calor primario de cuatro tiempos con una cilindrada no superior a 610 cm^3 por ciclo. Sistemas de propulsión híbridos que empleen energía almacenada están prohibidos.
- Con el fin de limitar la capacidad de potencia del motor, una restricción debe ser colocada en el sistema de admisión entre la mariposa y el motor. La totalidad del flujo de aire que aspira el motor debe pasar a través de dicha restricción.

- Los diámetros máximos de las restricciones deben ser respetados en todo momento durante la competición:
 - Vehículos alimentados por gasolina - 20,0 mm (0,7874 pulgadas)
 - Vehículos alimentados por E-85 (combustible de mezcla etanol - gasolina [8]) - 19,0 mm (0,7480 pulgadas)
- Cualquier dispositivo que tenga la capacidad de regular la carga del motor después de la restricción está prohibido.
- La sección transversal de la restricción no puede ser móvil o flexible.

1.7. Características generales del motor Honda CBR 600 RR

El motor elegido para el monoplaza es el de la Honda CBR 600 RR (similar al mostrado en la Figura 4). Es un motor de gasolina de cuatro cilindros en línea, cuatro tiempos con doble árbol de levas en cabeza y cuatro válvulas por cilindro. La inyección es indirecta gestionada electrónicamente [9].

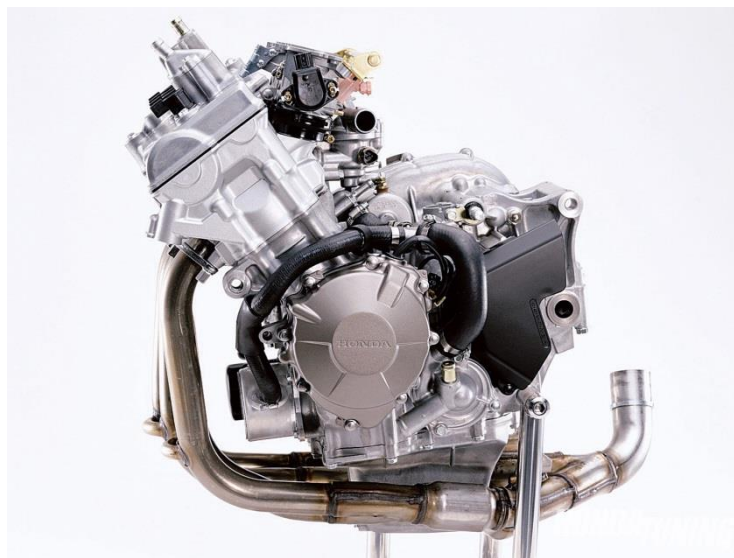


Figura 4 - Motor Honda CBR 600RR [10]

Su elección se debe a varios factores: La limitación de cilindrada a 610 cm³ impuesta por la normativa, su bajo peso, sus buenas prestaciones (puede funcionar a altas revoluciones por minuto), su fiabilidad y la alta disponibilidad en el mercado de segunda mano tanto del propio motor como de los recambios que abaratan su adquisición.

Teniendo en cuenta que todo el aire que admite el motor pasa por una restricción de 2 cm de diámetro como indica la normativa, las prestaciones del motor integrado en el monoplaza serán distintas a las prestaciones que indica el fabricante, pues su potencia se verá limitada.

1.7.1 Ficha técnica

En la Tabla 2 se recogen las principales especificaciones del motor:

Ficha técnica motor Honda CBR 600RR	
Ciclo de trabajo	Ciclo Otto 4T
Disposición de cilindros	4 cilindros en línea
Transmisión	Caja de cambios de 6 velocidades
Embrague	Embrague húmedo multiplato accionado por cable
Peso del motor en vacío	57 kg
Parámetros Geométricos	
Diámetro pistón x Carrera	67 mm x 42.5 mm
Cilindrada	599 cc
Relación de compresión geométrica	12.2:1
Longitud de biela	91.8 mm
Coefficiente de llenado	0.8877
Distribución	
Tren de válvulas	Conducida por cadena, DOHC
Válvulas de admisión	2 válvulas por cilindro
	AAA 21º
	RCA 44º
	Levantamiento máximo - 8.3 mm
Válvulas de escape	2 válvulas por cilindro
	AAE 40º
	RCE 5º
	Levantamiento máximo - 7.2 mm
Sistema de lubricación	
Configuración	Sistema presurizado con cárter húmedo
Tipo de bomba	Bomba trocoidal
Sistema de alimentación de combustible	
Tipo de combustible	Gasolina
Inyección	Inyección indirecta de combustible en dos fases (DSFI)
Inyectores	Inyectores Denso de 12 agujeros
Revoluciones a ralentí	1400±100 rpm
Sistema de ignición	
Ignición	Encendido controlado por centralita electrónica
Orden de encendido	1-2-4-3
Adelanto al encendido	AE 7.8º a ralentí
Sistema de refrigeración	
Tipo	Refrigeración Líquida

Tabla 2 - Ficha técnica motor Honda CBR 600RR

2. Principios operativos, arquitectura y parámetros básicos

2.1. Principios de funcionamiento

EL propósito de los motores de combustión interna alternativos es la producción de potencia mecánica con energía proveniente de la energía química almacenada en el combustible. Esta energía se libera con la oxidación o combustión del combustible dentro del motor. La mezcla de aire-combustible antes de la combustión y los productos quemados después de ella componen los fluidos de trabajo. La transferencia de trabajo que produce la potencia del motor ocurre directamente entre los fluidos de trabajo y los componentes mecánicos del motor (principalmente desplazamiento de un pistón en un cilindro).

Este tipo de motores se basan por lo general en el movimiento lineal alternativo de un pistón en el interior de un cilindro. Dicho pistón transmite la potencia a través de la biela conectada a él a las muñequillas del eje cigüeñal transformando el movimiento lineal alternativo en giro como se esquematiza en la Figura 5.

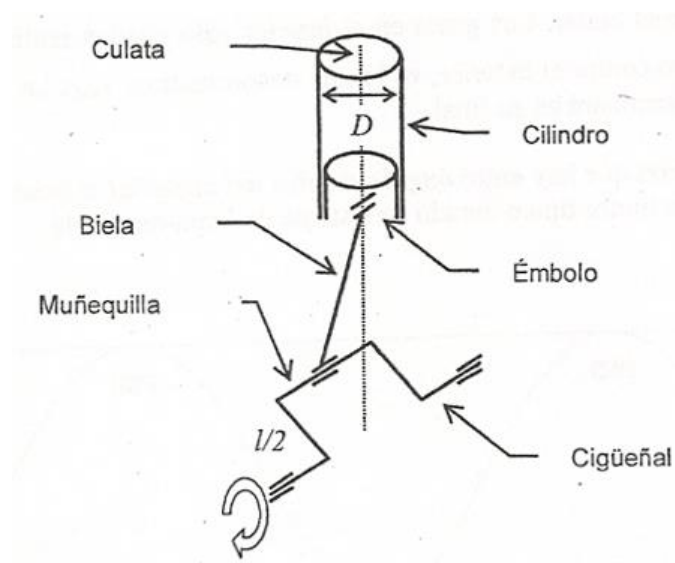


Figura 5 - Esquema mecánico de motor alternativo. Las dos rayas paralelas indican un eje libre a rotación [11]

La posición para la cual el émbolo está lo más cerca posible del cierre del cilindro se denomina punto muerto superior *PMS*. En el *PMS* el volumen encerrado es mínimo V_{min} . A partir de él se suele medir el ángulo de cigüeñal girado en el sentido de la marcha α . Se denomina punto muerto inferior *PMI* a la posición de mayor alejamiento, dejando un volumen máximo V_{max} . En ambas posiciones la velocidad del émbolo es nula.

El motor a estudio opera con un ciclo de cuatro tiempos. Cada cilindro del motor realiza los cuatro tiempos en su pistón (dos revoluciones de cigüeñal) para completar la secuencia de eventos que produce un ciclo de potencia. Ilustramos cada uno de los tiempos en la 5 y los describimos:

Admisión	Comienza con el pistón en el <i>PMS</i> y finaliza con el pistón en el <i>PMI</i> , en el cual se succiona una mezcla de aire fresco y combustible dentro del cilindro. Para aumentar la masa succionada, la válvula de admisión se abre una fracción de tiempo antes de que comience la fase y cierra después de que esta acabe.
Compresión	La mezcla en el interior del cilindro se comprime hasta una fracción de su volumen inicial cuando ambas válvulas están cerradas. Cerca del final de la carrera de compresión se inicia la combustión y la presión dentro del cilindro sube rápidamente.
Expansión	Se inicia con el pistón en el <i>PMS</i> cuando los gases a alta presión empujan el pistón hacia abajo y fuerzan el giro del cigüeñal. Alrededor de 5 veces superior es el trabajo realizado sobre el pistón en la expansión que el trabajo consumido en la carrera de compresión. A medida que el pistón se aproxima al <i>PMI</i> la válvula de escape se abre para iniciar el proceso de escape y hacer bajar la presión del cilindro a un valor próximo a la presión del escape.
Escape	En la carrera de escape los gases quemados salen del cilindro: primero, porque la presión del cilindro es mayor que la del escape y segundo, porque a medida que el pistón se aproxima al <i>PMS</i> los gases son barridos. Conforme el pistón se acerca al <i>PMS</i> la válvula de admisión se va abriendo. Tras el <i>PMS</i> la válvula de escape se cierra y el ciclo empieza otra vez.

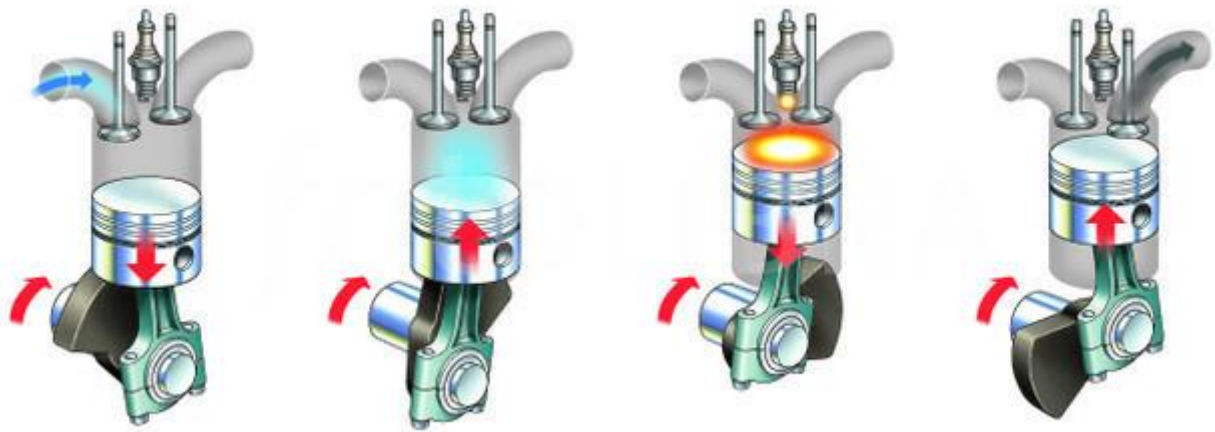


Figura 6 - Ciclo de cuatro tiempos. De izquierda a derecha: a) Admisión b) Compresión c) Expansión d) Escape [12]

Representando la evolución de la presión en el interior del cilindro a lo largo del ciclo (diagrama P-V, Figura 7) podemos apreciar:

- Bucle de alta presión, correspondiente a la compresión, combustión y expansión, realizando un trabajo proporcional a su área, recorrida horariamente.
- Bucle de baja presión, correspondiente a la expulsión y admisión, gastando un trabajo en magnitud proporcional a su área por recorrerse en sentido antihorario.

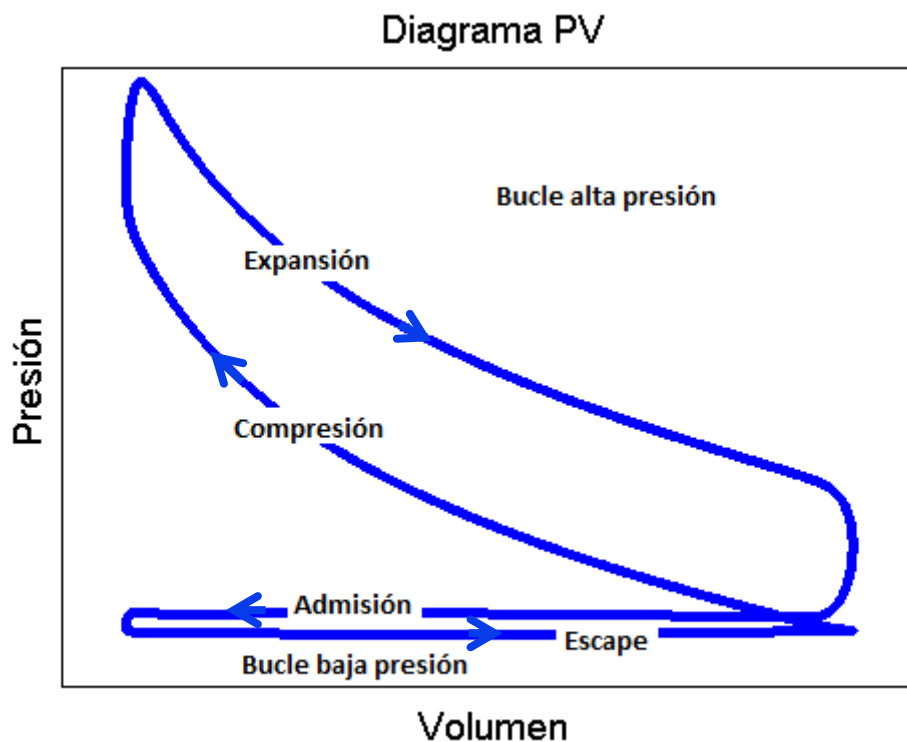


Figura 7 - Diagrama indicado de un motor alternativo de cuatro tiempos

2.2. Parámetros básicos

2.2.1 Parámetros geométricos

La diferencia entre volumen máximo y mínimo define la capacidad del motor, tanto para recibir gases, como para evacuarlos. Es el volumen que puede ser renovado. A esta magnitud se la denomina cilindrada unitaria q , o de un solo cilindro:

$$q = V_{max} - V_{min}$$

Representamos el volumen para un ciclo entero adimensionalizado con la cilindrada unitaria (Figura 8).

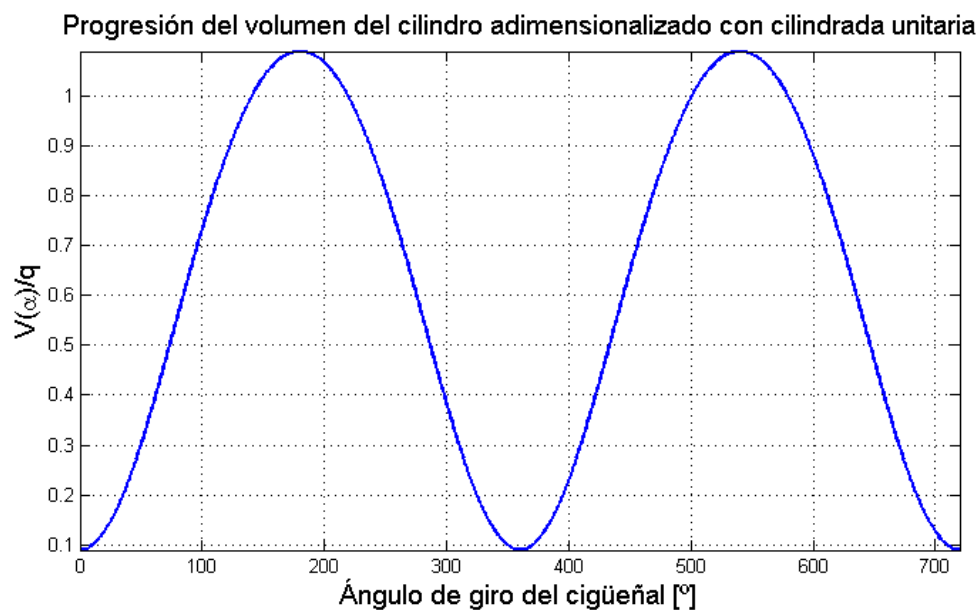


Figura 8 - Relación entre volumen adimensionalizado con cilindrada unitaria " q " y ángulo de giro de cigüeñal para un motor Honda CBR 600 RR.

El diámetro o calibre del cilindro D , junto con el valor de la carrera l , definen la cilindrada unitaria del motor, dada por el volumen cilíndrico cuya base es el área del émbolo y la altura su carrera:

$$\left. \begin{array}{l} q = A_e l \\ A_e = \pi \frac{D^2}{4} \end{array} \right\} q = \pi \frac{D^2}{4} l$$

Sabiendo que el diámetro del pistón es $D = 67 \text{ mm}$ y la carrera es $l = 42.5 \text{ mm}$ la cilindrada unitaria es:

$$q = \pi \frac{(67 \times 10^{-3} \text{ m})^2}{4} 42.5 \times 10^{-3} \text{ m} = 1.4984 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 149.84 \text{ cm}^3$$

Los motores suelen disponer de N cilindros idénticos, por lo que se denominan pluricilíndricos. La cilindrada total Q es:

$$Q = Nq$$

Teniendo en cuenta que el motor es tetracilíndrico $N = 4$:

$$Q = qN = 599.36 \text{ cm}^3$$

Se denomina relación de compresión geométrica r_{cg} , a la relación entre el volumen máximo y mínimo, determinante en la capacidad de aumento de presión del motor durante la compresión, si suponemos $RCA=0$:

$$r_{cg} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{min} + q}{V_{min}} = 1 + \frac{q}{V_{min}}$$

Se observa inmediatamente que para un motor de cilindrada q dada se controla la relación de compresión con el volumen mínimo, es decir, con el volumen en PMS, denominado volumen de la cámara de combustión.

Los volúmenes máximo y mínimo en el interior del cilindro son:

$$\left. \begin{array}{l} q = V_{max} - V_{min} \\ q = 149.84 \text{ cm}^3 \\ r_{cg} = \frac{V_{max}}{V_{min}} = 12.2 \end{array} \right\} V_{max} = 163.22 \text{ cm}^3 ; V_{min} = 13.38 \text{ cm}^3$$

La relación carrera - diámetro clasifica a los motores en:

- De carrera larga: $l > D$
- Cuadrados: $l = D$
- Supercuadrados o de carrera corta: $l < D$

La clasificación del motor atendiendo a la relación carrera diámetro es supercuadrado o de carrera corta ($l/D = 0.6343$).

2.2.2 Velocidad media del émbolo

Por dar dos carreras por vuelta, el émbolo de un motor alternativo convencional se mueve a una velocidad media u , dada por:

$$u = 2nl$$

Donde n es el régimen de giro del motor expresado en rps. En base a la velocidad media del émbolo los motores se clasifican en:

- Rápidos: $u > 15m/s$
- Normales: $10m/s < u < 15m/s$
- Lentos: $u < 10m/s$

Estamos por tanto en el caso de un motor rápido, ya que el rango normal de funcionamiento de este motor está entre 7000 y 14000 rpm ($u \sim 10 - 20 m/s$).

2.2.3 Configuración pluricilíndrica del motor

- Intervalo de encendido

Buscando un par instantáneo lo más constante posible, se disponen los instantes de encendido equidistantes angularmente durante el giro. Así se logra un promediado de las irregularidades. Si llamamos S al número de tiempos, el ángulo ocupado por un ciclo entero es πS . Si hay N encendidos equidistantes, el intervalo en ángulo de cigüeñal entre encendidos $\Delta\alpha_e$ tendrá que ser:

$$\Delta\alpha_e = \frac{\pi S}{N}; \begin{cases} \text{Motor de 4 tiempos: } S = 4 \\ \text{Motor de 2 tiempos: } S = 2 \end{cases}$$

El intervalo de encendido en nuestro motor a estudio es:

$$\Delta\alpha_e = \frac{\pi S}{N} = \frac{\pi 4}{4} = \pi \text{ rad} = 180^\circ$$

- Orden de encendido

El orden de encendido es la secuencia de los cilindros, numerados de 1 a N , que consecutivamente reciben el encendido. A partir de 2 cilindros son posibles varios órdenes de encendido para los MIF. Así el motor de cuatro cilindros puede tener los dos siguientes órdenes de encendido:

1-3-4-2, denominado centrífugo

1-2-4-3, denominado centrípeto

En el motor Honda, el orden de encendido es 1-2-4-3, denominado centrípeto.

2.2.4 Cinemática del embielaaje normal

Si el eje de movimiento del pistón corta al eje de giro del cigüeñal, se trata de un sistema de biela - manivela, que denominamos embielaaje normal compensado o centrado (esquema en Figura 9).

Se suele medir el ángulo girado por la muñequilla del cigüeñal con respecto a la posición del *PMS* en la carrera de admisión y lo denominaremos α . El movimiento lineal medido respecto a la posición de *PMS* tiene por expresión:

$$y(\alpha, \lambda) = \frac{l}{2} [1 + 2\lambda - \cos(\alpha) - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2(\alpha)}]$$

λ es la relación entre la longitud entre centros de la biela y la carrera:

$$\lambda = \frac{L}{l}$$

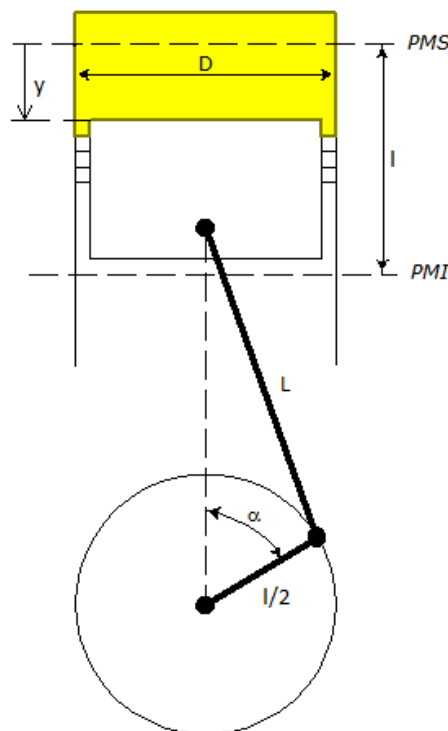


Figura 9 - Esquema de la cinemática del sistema biela - manivela simple. [13]

La longitud de biela del motor Honda seleccionado es de $L = 91.8 \text{ mm}$, luego:

$$\lambda = \frac{L}{l} = \frac{91.8 \text{ mm}}{42.5 \text{ mm}} = 2.16$$

Por tanto determinamos la distancia del émbolo respecto al PMS en nuestro motor (representación en Figura 10 para un ciclo completo):

$$y(\alpha, \lambda) [\text{m}] = \frac{42.5 \times 10^{-3} \text{ m}}{2} [1 + 2 \cdot 2.16 - \cos(\alpha) - \sqrt{4(2.16)^2 - \sin^2(\alpha)}]$$

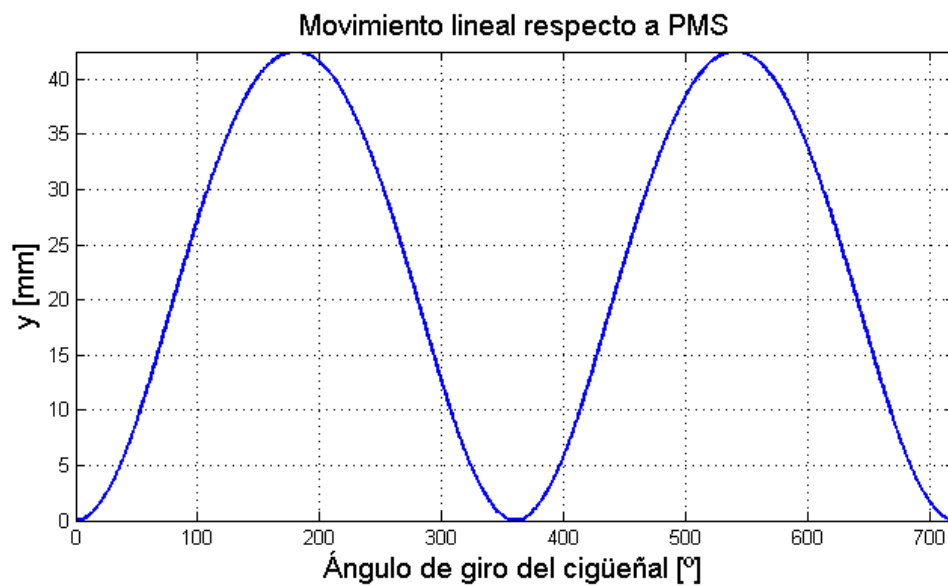


Figura 10 - Movimiento lineal del pistón respecto a su posición en el PMS

El volumen instantáneo a lo largo del ciclo en el cilindro es:

$$V(\alpha, \lambda) = V_{min} + \frac{\pi D^2 y(\alpha, \lambda)}{4} = V_{min} + q \frac{y(\alpha, \lambda)}{l}$$

$$V(\alpha, \lambda) = 13.38 \text{ cm}^3 + 149.84 \text{ cm}^3 \frac{y(\alpha, \lambda)}{4.25 \text{ cm}}$$

Lo representamos en la Figura 11:

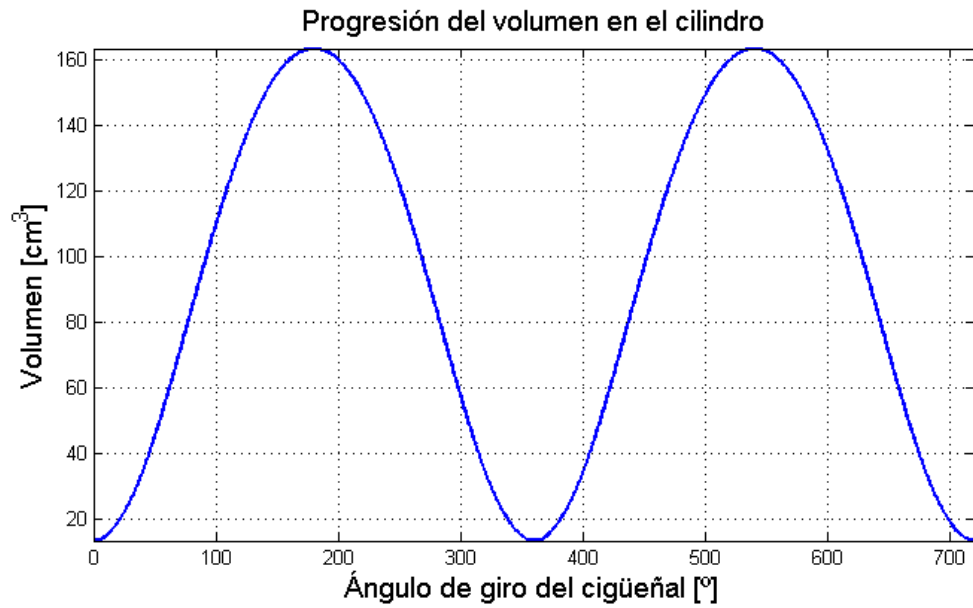


Figura 11 - Progresión del volumen en un cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

Y el área de las paredes en el interior del cilindro en función del volumen (véase Figura 12):

$$A(\alpha, \lambda) = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4 V(\alpha, \lambda)}{D}$$

$$A(\alpha, \lambda)[m^3] = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4 V(\alpha, \lambda)}{D} = \frac{\pi(0.067 \text{ m})^2}{2} + \frac{4 V(\alpha, \lambda)}{0.067 \text{ m}}$$

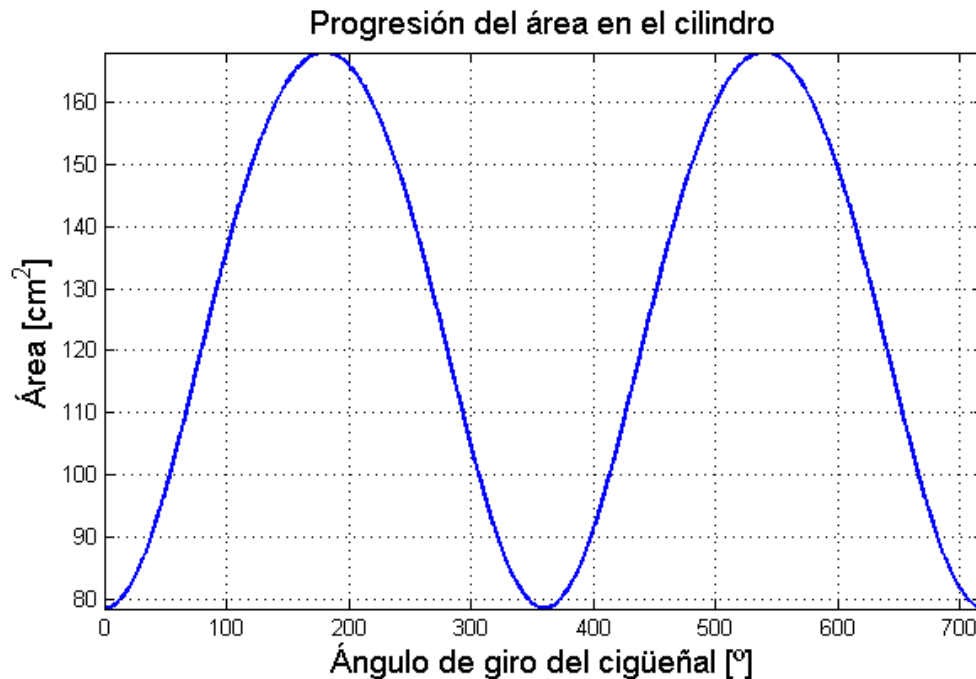


Figura 12 - Progresión del área en un cilindro en función del ángulo de giro del cigüeñal

2.2.5 Trabajo, Potencia y Par motor del ciclo

La presión del gas en el cilindro a lo largo del ciclo es usado para calcular el trabajo transferido desde el gas al pistón. Los datos de presión en el cilindro y el correspondiente volumen en cada intervalo de tiempo pueden ser graficados como ya hemos comentado en un diagrama P-V.

El trabajo indicado por ciclo τ_i , se obtiene integrando toda la curva para obtener el área encerrada en el diagrama. Sus unidades de medida son los Julios [J]:

$$\tau_i = - \int P dV$$

La potencia indicada del ciclo deriva del trabajo indicado desarrollado por unidad de tiempo. Sus unidades son los Vatios [W], o más extendido en el mundo de la automoción, los Caballos de Vapor [CV]:

$$\dot{W}_i = \tau_i \frac{2n}{T}$$

El par motor o torque es el momento de fuerza que ejerce un motor sobre el eje de transmisión de potencia. El par motor indicado C_i lo obtenemos de la expresión que relaciona

la potencia indicada W_i con la velocidad de giro del motor ω . Sus unidades son el Newton por metro [Nm].

$$W_i = C_i \omega ; \quad \omega = \frac{d\alpha}{dt} = 2\pi n$$

2.2.6 Rendimiento mecánico

El trabajo indicado es mermado por pérdidas mecánicas del motor y por pérdidas por arrastrar mecanismos auxiliares. Esa disipación hace que ese trabajo disponible para el movimiento del vehículo en cuestión, se vea disminuido y difiera de aquel que hemos denominado como indicado. Lo mismo podemos decir para la potencia y el par motor por estar relacionados entre sí. Las salidas del motor reales las llamamos efectivas.

La relación entre las magnitudes efectivas e indicadas es lo que denominamos rendimiento mecánico efectivo:

$$\eta_{me} = \frac{\tau_e}{\tau_i} = \frac{W_e}{W_i}$$

2.2.7 Presión Media Equivalente

La presión media equivalente es aquella que, actuando durante la carrera de expansión, proporciona el mismo trabajo τ por ciclo. Su expresión es:

$$PM = \frac{\tau}{V_{max} - V_{min}}$$

Si se usa el trabajo del ciclo indicado se le conoce como presión media indicada o $PMIn$. En la Figura 13 se puede apreciar la equivalencia entre los trabajos que desarrollan el diagrama P-V y la $PMIn$.

$$PMIn = \frac{\tau_i}{V_{max} - V_{min}}$$

Valores típicos de $PMIn$ para motores de gasolina de aspiración normal de 4 tiempos, al régimen de máximo par y a plena carga están entre los 6 y los 12 bares.

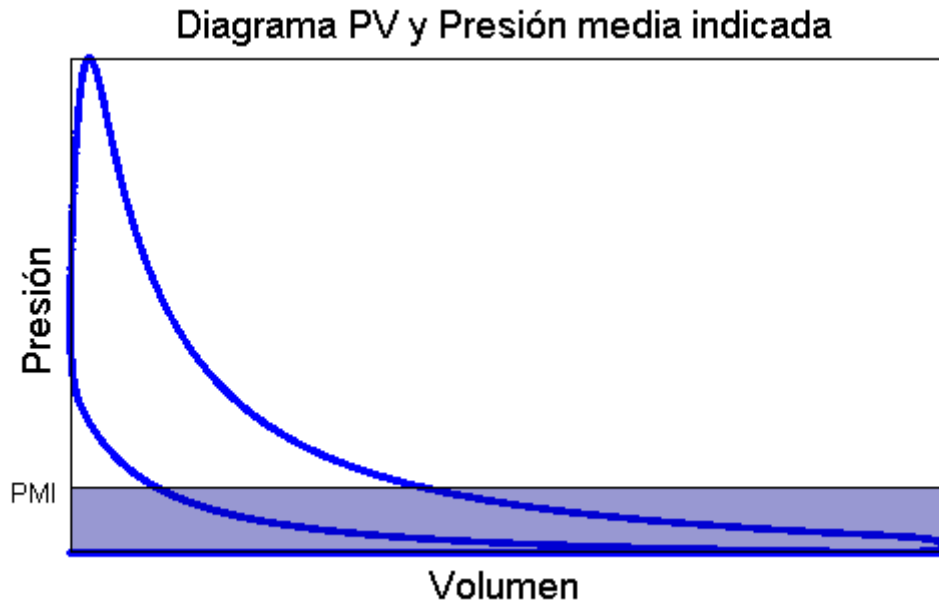


Figura 13- Ilustración de Diagrama PV y Presión media indicada (región sombreada)

Si por el contrario se usa el trabajo del ciclo efectivo lo llamamos presión media efectiva o *PME*.

$$PME = \frac{\tau_e}{V_{max} - V_{min}}$$

La diferencia entre ambas presiones es lo que denominamos presión media resistente *PMR* y representa la presión media que absorben las pérdidas del motor:

$$PMIn - PME = PMR$$

La expresión de las pérdidas mecánicas la obtenemos modificando ligeramente la expresión propuesta en la bibliografía [14]. Allí se propone una expresión para motores de entre 845 y 2000 cm³, lo que sobredimensionaría las pérdidas en nuestra aplicación. Reduciendo los coeficientes de la ecuación, proponemos la siguiente expresión basándonos en la original, donde *n* se mide en rpm y la cual representamos en función del régimen de giro en la Figura 14:

$$PMR[\text{bar}] = 0.2347 + 0.1040 \left(\frac{60 \cdot n}{1000} \right) + 0.0115 \left(\frac{60 \cdot n}{1000} \right)$$

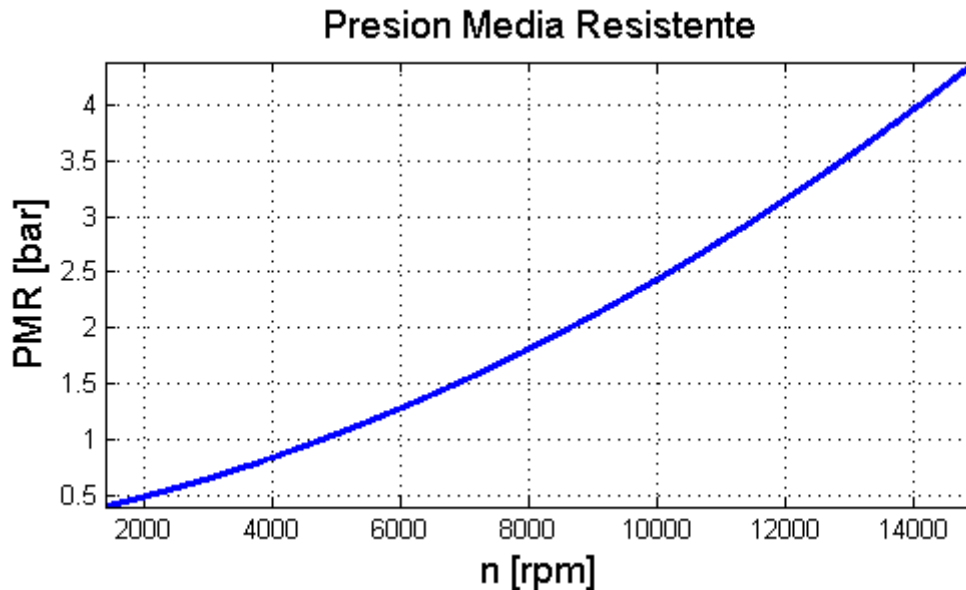


Figura 14 - Evolución de la Presión Media Resistente con la velocidad de giro de cigüeñal

2.2.8 Rendimiento global de un motor de combustión interna

Analizando el motor como máquina, la energía deseada está representada por la potencia efectiva del motor \dot{W}_e y el suministro energético lo aporta el caudal de combustible \dot{m}_{comb} , que tiene asociado a él un poder calorífico inferior PCI , el cual representa el calor liberado por kilogramo de combustible quemado.

Así pues el rendimiento global de la máquina viene dado por:

$$\eta = \frac{\dot{W}_e}{\dot{m}_{comb} PCI}$$

El rendimiento global evalúa la capacidad de un motor de convertir un aporte de energía en trabajo.

2.3. Combustión

En los motores de gasolina de inyección indirecta, el combustible y el aire se mezclan en el conducto de admisión, entran al cilindro por las válvulas de admisión, dónde reside cierta cantidad de gas residual procedente del ciclo anterior, y la mezcla resultante se comprime. La combustión se inicia entorno al final de la carrera de compresión gracias a la descarga eléctrica de las bujías. Tras una primera fase de combustión laminar, la llama se propaga a todo el volumen del cilindro de forma turbulenta hasta su extinción.

Fases de la combustión:

El encendido se inicia en el punto A, en el punto B la presión comienza a separarse de la curva de presión que habría en el cilindro si no hubiera combustión, el punto C es el punto de máxima presión y el punto D indica que el proceso de combustión ha finalizado. Agrupando por tramos tenemos el tramo I (AB), tramo II (BC) y tramo III (CD) ilustrados en la Figura 15.

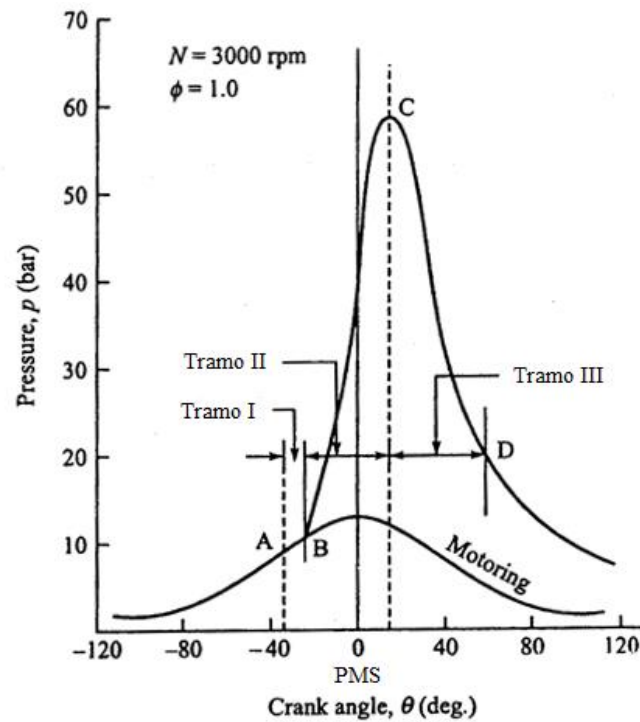


Figura 15 - Fases del proceso de combustión en MIF [15]

Tramo I	A esta fase le corresponde el crecimiento y desarrollo del núcleo de propagación de la llama. Es un proceso químico y físico. Depende de la naturaleza del combustible, la temperatura y presión de la mezcla de aire-combustible, la concentración de gases residuales en el cilindro y la cinética de reacción. El tamaño de la llama es reducido y la liberación de calor no aumenta hasta que la llama encuentra la turbulencia.
Tramo II	Es la fase principal. Aquí la llama se propaga prácticamente a velocidad constante. Es un proceso tanto físico como químico. El calor desprendido depende de la composición química, la presión y temperatura en el cilindro y el grado de turbulencia en todo el volumen. El calor que escapa por las paredes es aún bajo en esta fase. La tasa de incremento de presión es casi proporcional a la tasa de calor desprendido ya que el volumen de la cámara de combustión no varía mucho.
Tramo III	A pesar de que en el punto C la presión dentro del cilindro ha llegado a su máximo valor, el combustible no ha liberado todo el calor en este punto. Aún algunos de los constituyentes se reasocian y liberan calor. Por contrapartida, el frente de llama disminuye (por la geometría de la cámara de combustión) y la llama entra en contacto con las paredes del motor, las cuales están a una temperatura más baja ($\sim 180^{\circ}\text{C}$) dejando una capa límite térmica donde no se puede propagar la llama. Por ello la tasa de combustión es lenta [16].

2.3.1 Caracterización del Proceso de combustión

Los perfiles de fracción de masa quemada en función del ángulo de cigüeñal tienen una forma de S característica (Figura 16). La tasa a la que la mezcla de aire-combustible se quema es indicativa de la velocidad a la que el calor se libera durante la fase de combustión. Como hicimos con las fases de la combustión, distinguimos también ahora distintos tramos para describir la tasa de combustión y así poder modelarla en nuestro algoritmo:

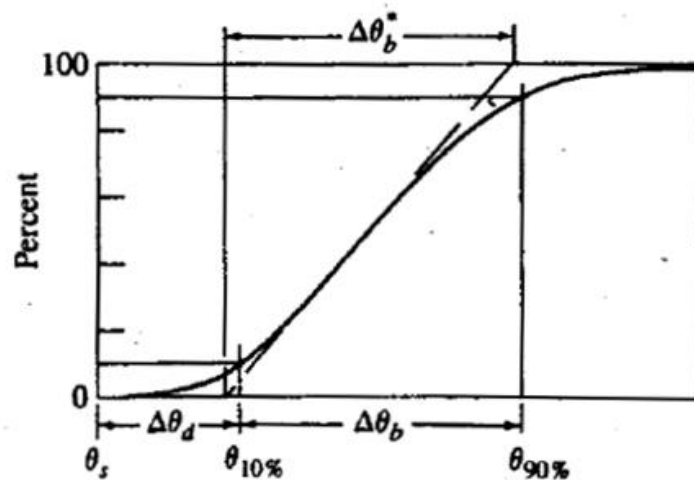


Figura 16 - Definición del ángulo de desarrollo de la llama y del ángulo de quemado rápido en la curva de fracción de masa quemada vs. ángulo de giro cigüeñal [17]

- Ángulo de desarrollo de la llama $\Delta\theta_d$: Intervalo de ángulo de giro de cigüeñal desde que la bujía libera una chispa y típicamente el instante en el que el 10% del poder calorífico total del combustible se ha liberado.
- Ángulo de quemado rápido $\Delta\theta_b$. Intervalo de ángulo de cigüeñal que se inicia en el final del desarrollo de la llama y dura hasta que el 90% del poder calorífico del combustible se ha liberado.
- Ángulo de quemado total $\Delta\theta_o$. Intervalo de ángulo obtenido de la suma de $\Delta\theta_d$ y $\Delta\theta_b$.

Una forma funcional comúnmente usada para representar la fracción de masa quemada de combustible respecto al ángulo de cigüeñal es la función de Wiebe [17].

$$\chi_q = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right]$$

Donde θ es el ángulo de cigüeñal, θ_0 es el ángulo de cigüeñal en el que empieza la combustión, $\Delta\theta$ representa la duración de la combustión ($\chi_q = 0$ a $\chi_q = 1$), y a y m son parámetros ajustables. Variando a y m la forma de la curva cambia significativamente.

El ángulo que ocupa la combustión en la realidad es muy variable en función de las vueltas y del dosado. Al simular a dosado constante, no cambia el ángulo. Las vueltas hacen que sobre todo cambie el ángulo de desarrollo de la llama siendo el resto de tramos prácticamente invariables. Para compensar este efecto, generalmente se adelanta el encendido de la mezcla a vueltas elevadas.

Los ángulos empleados en nuestro modelo son: duración de la combustión $\Delta\theta = 40^\circ$, inicio de la combustión $\theta_0 = \alpha_{AE} = 335^\circ$, las curvas utilizadas han sido ajustadas para los parámetros: $a = 2$ y $m = 5$, siendo valores típicos para este modelo en motores del tipo

considerado. En la Figura 17 representamos la evolución de la fracción de masa quemada empleada en nuestro modelo.

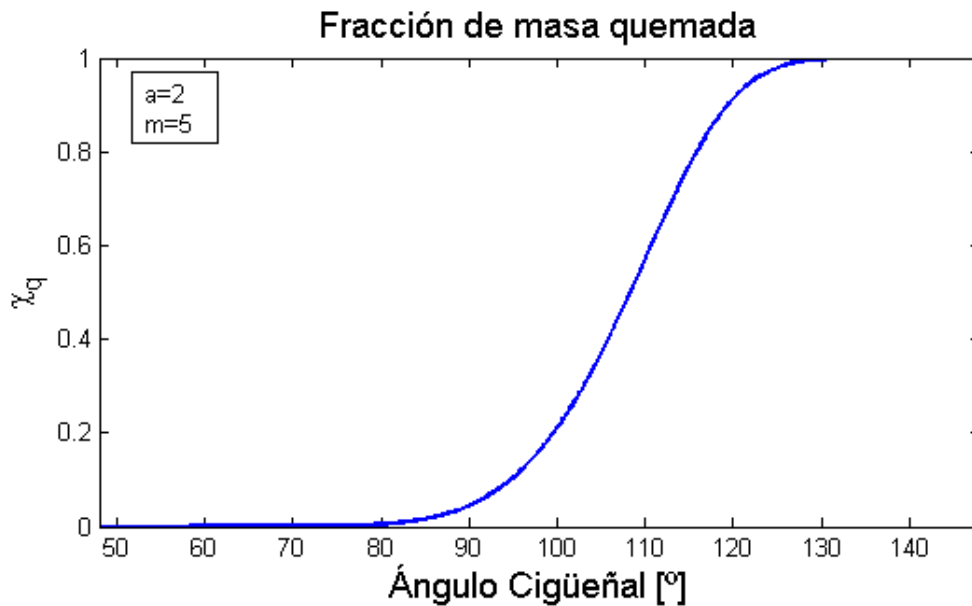


Figura 17 - Evolución de la fracción de masa quemada en función del ángulo de giro de cigüeñal empleada en nuestro modelo

2.3.2 Poder calorífico

El poder calorífico del combustible se define como la cantidad de calor liberado cuando un combustible se quema completamente en presencia de aire fresco en un proceso de flujo estacionario y los productos se devuelven al estado de los reactivos. En otras palabras, el poder calorífico de un combustible es igual al valor absoluto de la entalpía de combustión del fuel.

El poder calorífico depende de la fase del agua en los productos. Se denomina poder calorífico superior (PCS) cuando el agua se presenta en forma líquida en los productos, y se llama el poder calorífico inferior (PCI) cuando el agua en los productos está en forma gaseosa.

Como en los motores térmicos la temperatura de los gases de la combustión tiene una temperatura muy superior a la temperatura ambiente, no hay que considerar la condensación del vapor de agua y, por tanto, se utilizará siempre el poder calorífico inferior.

La equivalencia entre el PCI y las entalpías de formación es la siguiente (temperatura de referencia=298 K):

$$\dot{m}_{comb} PCI = \dot{m}_{entrada} h_{f,entrada} - \dot{m}_{salida} h_{f,salida}$$

Despejando el PCI podemos calcular su valor:

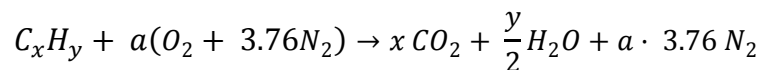
$$PCI = \frac{\dot{m}_{aire} h_{f,aire} + \dot{m}_{comb} h_{f,comb}}{\dot{m}_{comb}} - \frac{\sum_{productos} \dot{m}_i h_{f,i}}{\dot{m}_{comb}}$$

La entalpía de formación del aire es nula $h_{f,aire} = 0$ por estar formado mayoritariamente por oxígeno y nitrógeno cuyas entalpías de formación son cero.

$$PCI = h_{f,comb} + \frac{\sum_{productos} \dot{m}_i h_{f,i}}{\dot{m}_{comb}}$$

2.3.3 Reacción química

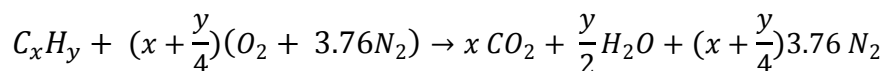
Para que la reacción de combustión se complete, se ha de añadir al combustible la cantidad de oxígeno necesaria para poder oxidar todas las moléculas de la gasolina, formando con ello agua y dióxido de carbono. El nitrógeno presente en el aire fresco no forma parte activa en la reacción, pero se presenta en el balance ya que se halla en una proporción grande durante todo el proceso. La formulación de la combustión completa perfecta y estequiométrica para un mol de un combustible C_xH_y cualquiera es la siguiente:



Una reacción se define como estequiométrica cuando el oxígeno presente es justamente el necesario para oxidar todo el combustible. Para que la reacción sea estequiométrica, los moles de aire a deben aportar el mismo oxígeno que el total presente en los productos. Igualando la masa de oxígeno a ambos lados de la reacción, tenemos:

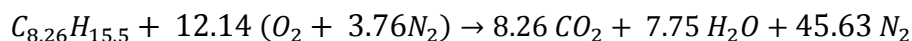
$$2a = 2x + \frac{y}{2}; a = x + \frac{y}{4}$$

Por tanto la reacción estequiométrica para un hidrocarburo cualquiera es:



El combustible empleado para los cálculos es un hidrocarburo de composición $C_{8.26}H_{15.5}$. Su poder calorífico inferior introduciendo las entalpías de formación a temperatura estándar (298 K) es de $PCI = 44.35 \frac{MJ}{kg \text{ combustible}}$.

Eso implica que la formulación de la reacción estequiométrica resultante quede:



2.3.4 Dosado de una mezcla combustible

Dosado Absoluto	<p>Se define como la relación entre la masa de combustible y la masa de aire presentes en la reacción:</p> $F = \frac{m_{comb}}{m_{aire}}$
Dosado Estequiométrico	<p>Es el dosado cuyas masas de combustible y aire hacen que la reacción sea estequiométrica. Depende de la composición del combustible:</p> $F_{est} = \frac{1 \cdot (PM_C x + PM_H y)}{\left(x + \frac{y}{4}\right) (PM_{O_2} + 3.76 \cdot PM_{N_2})}$
Dosado Relativo	<p>Es la relación entre el dosado absoluto y el dosado relativo:</p> $F_r = \frac{F}{F_{est}} \left(\begin{array}{l} < 1 \text{ mezcla pobre, aire sobra} \\ > 1 \text{ mezcla rica, combustible sobra} \end{array} \right)$

El par máximo suele conseguirse para dosados relativos de $F_r = 1.1$ y los consumos específicos más bajos con $F_r = 0.85$. En el algoritmo, para plena carga y ralentí (evitando que el motor se cale) hemos utilizado $F_r = 1.1$. Para el resto de cargas el dosado relativo será $F_r = 1$.

2.3.5 Eficiencia de combustión

En motores de ignición forzada tenemos dos tramos de eficiencia diferenciados. Para mezclas pobres, la eficiencia de combustión está en el rango de entre el 95 y el 98 por ciento observando la Figura 18. En mezclas ricas la falta de oxígeno impide la combustión completa del combustible y la eficiencia decrece conforme aumenta el dosado de la mezcla [18].

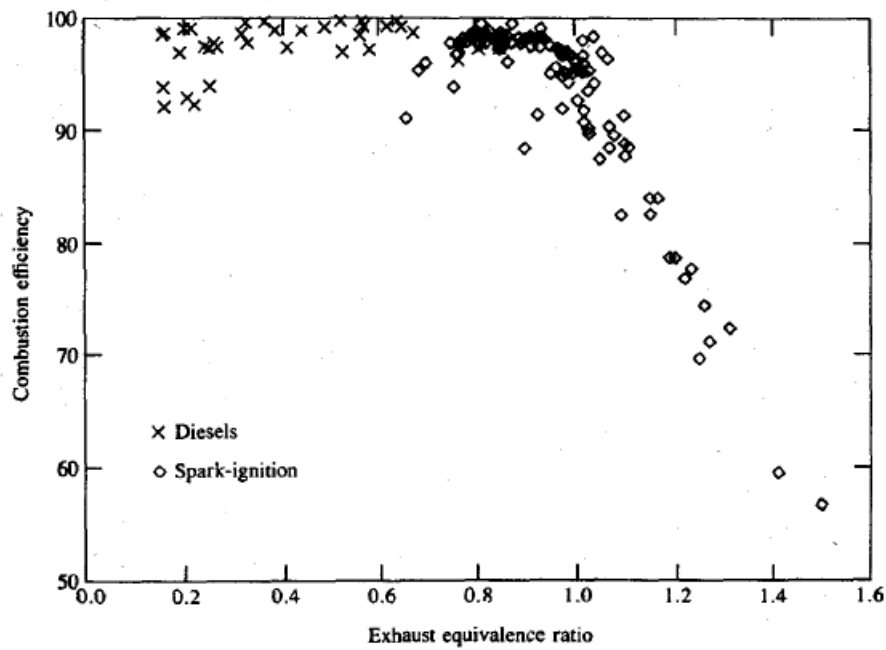


Figura 18 - Variación de la eficiencia de combustión con el dosado [18]

2.3.6 Consumo específico de combustible

El “consumo específico de combustible” o “consumo específico” se define como el consumo de combustible necesario para realizar un cierto trabajo τ .

$$c_e = \frac{m_{comb}}{\tau}$$

Supongamos que en un tiempo determinado la potencia \dot{W} , y por tanto, el caudal de consumo de combustible, permanecen constantes e iguales a un valor medio, entonces:

$$c_e = \frac{m_{comb}}{\tau} = \frac{m_{comb} \Delta t}{\tau \Delta t} = \frac{\dot{m}_{comb}}{\dot{W}}$$

En virtud de la definición de rendimiento efectivo de un motor convencional sabemos que:

$$\dot{W} = \dot{m}_{comb} PCI \eta$$

Introduciendo esto en la expresión anterior, podemos relacionar el consumo específico con el rendimiento del motor:

$$c_e = \frac{1}{PCI \eta}$$

2.4. Pérdidas de calor por convección y radiación

El calor se transfiere por convección cuando hay fluidos en movimiento o cuando un fluido y una superficie tienen movimiento relativo. Cuando dicho movimiento es producido por otras fuerzas distintas a la gravedad, se emplea el término convección forzada. En un motor la convección forzada aparece en varias situaciones:

- Entre los gases dentro del cilindro y la cabeza del cilindro, la cabeza de las válvulas de admisión y escape, las paredes del cilindro y el pistón.
- Desde las paredes y la cabeza del cilindro al líquido refrigerante.
- En la válvula de escape, en el puerto de escape y en el colector de escape durante el proceso de expulsión de gases del cilindro.
- El aire que aspira el motor se calienta al estar en contacto con las paredes del colector, los puertos y las válvulas de admisión.
- La transferencia de calor del motor al ambiente también se produce por convección [19].

En el estudio de la transferencia de calor por convección desde un fluido a una superficie en condiciones estacionarias, se usa el coeficiente de transferencia por convección h_c :

$$h_c = \frac{q}{A(T - T_w)}$$

Donde q es el calor transferido por unidad de tiempo, A es la superficie a través de la cual se intercambia calor y T y T_w son la temperatura del fluido (lejos de la pared) y la temperatura de la pared respectivamente.

El intercambio de calor por radiación ocurre por la emisión y absorción de ondas electromagnéticas. Las longitudes de onda a las cuales la energía es transformada en energía térmica son aquellas que corresponden al rango visible (de 0.4 a 0.7 μm) y al rango infrarrojo (de 0.4 a 40 μm). El calor transferido por radiación fluye desde los gases de combustión a altas temperaturas y la llama a las paredes de la cámara de combustión. La transferencia de calor por radiación al ambiente ocurre desde todas las superficies del motor a gran temperatura [20].

Cabe mencionar que los gases, por su muy baja densidad son medios muy poco propensos a emitir o absorber radiación térmica, siendo este mecanismo de intercambio de calor mucho menos intenso que la convección a pesar del elevado nivel de temperatura, especialmente durante la combustión ($\sim 2700\text{ K}$).

2.4.1 Modelado de las pérdidas de calor por convección y radiación

En un motor, las condiciones no son estacionarias, pero varían cíclicamente. Si el proceso de transferencia puede considerarse cuasiestacionario de tal forma que la potencia transferida

sea proporcional a la diferencia de temperatura existente en ese instante, entonces la idea de coeficiente de transferencia por convección instantáneo puede ser aplicada.

La consideración del proceso como cuasiestacionario no es consistente siendo rigurosos, debido a la capacidad térmica del fluido, ya que hay un retraso de fase (inercia térmica) entre la diferencia de temperatura entre fluido y pared y el flujo de calor a través de las paredes observado de forma experimental [21]. A pesar de ello, el análisis de estudios experimentales en investigaciones nos permite usar una expresión para modelar el flujo de calor por convección con un nivel relativamente satisfactorio [22].

La siguiente fórmula (correlación de Annand):

$$\frac{q}{A} = \frac{ak}{D} (Re)^b (T - T_w) + c(T^4 - T_w^4)$$

Conforma más satisfactoriamente los requerimientos teóricos y es compatible con un rango amplio de datos experimentales con un valor de $b = 0.7$.

El valor del factor a varía con la carga, su valor debe ser elegido entre 0.35 y 0.8 conforme aumenta la misma. En nuestro modelo hemos optado por un valor constante de $a = 0.35$ ya que al ser un motor que gira a altas vueltas, el tiempo de residencia del gas en el cilindro es bajo, y la transferencia de calor por convección se ve penalizada.

Los valores de c más plausibles son $c = 0$ durante la carrera de compresión y $c = 2.1 \times 10^{-13}$ durante el resto del ciclo. El valor nulo o no nulo de c indica si estamos considerando o no el término de radiación en las pérdidas de calor. c es básicamente el producto de la constante de Stefan Boltzman ($5.67 \cdot 10^{-8}$), por la emisividad reciproca de la pared y gas, siendo esta última muy pequeña por ser un gas. Las pérdidas de calor por radiación respecto a las de convección son bajas en comparación en un motor de ignición forzada.

El resto de variables que aparecen en la correlación son el área del volumen de control A , el diámetro del pistón D , la conductividad térmica del gas k , la temperatura de paredes del cilindro T_w (considerada constante debida a la elevada inercia térmica del conjunto bloque culata, refrigeración) y el número de Reynolds basado en la velocidad media del pistón y el diámetro del cilindro.

2.5. Proceso de renovación de la carga

2.5.1 Rendimiento volumétrico

En los motores de gasolina el combustible y el aire se mezclan en la proporción adecuada para producir la combustión, por lo que asociamos el concepto de carga a la cantidad de aire retenida en el cilindro. La cantidad de aire en nuestro motor se regula por la acción de la mariposa situada a la entrada del colector de admisión, tras el filtro de aire. La cantidad máxima de aire que es capaz de atrapar el cilindro durante los procesos de renovación de la carga determinará el trabajo máximo por ciclo.

Para evaluar de manera global la capacidad de renovación de gases del motor se define el rendimiento volumétrico. Es el cociente entre el caudal másico de aire promedio y un caudal másico de referencia. La cilindrada se renueva $2n/T$ veces por unidad de tiempo y con una densidad de referencia ρ_{ref} . En consecuencia:

$$\eta_v = \frac{\overline{\dot{m}_a}}{Q \frac{2n}{T} \rho_{ref}}$$

Para esta aplicación tomaremos como densidad de referencia la densidad atmosférica $\rho_{ref} = \rho_{atm}$. De este modo se valora la capacidad de todo el sistema por lo que se le denomina rendimiento volumétrico global η_{vg} .

Si introducimos la definición de rendimiento volumétrico en la expresión de la potencia de un motor, se aprecia la importancia del mismo:

$$\left. \begin{aligned} \dot{W} &= \overline{\dot{m}_a} \cdot F \cdot PCI \cdot \eta \\ \overline{\dot{m}_a} &= \eta_{vg} \rho_{atm} Q \frac{2n}{T} \end{aligned} \right\} \dot{W} = \eta_{vg} \rho_{atm} Q \frac{2n}{T} F L_i \eta$$

El resultado del proceso de renovación de la carga es la sustitución de los gases quemados residuales tras la expansión por aire y combustible y así poder repetir el ciclo.

2.5.2 Válvulas

Las válvulas, junto con la sección de 2 cm de diámetro impuesta por la normativa en el colector de admisión y la mariposa, conforman los mayores obstáculos para el flujo de aire a través del motor.

Las válvulas de asiento son usadas en los motores para abrir y cerrar las cámaras de combustión. El área descubierta por la válvula de admisión es mayor que la de escape, por la mayor sensibilidad del motor a las restricciones de paso de los gases en la admisión.

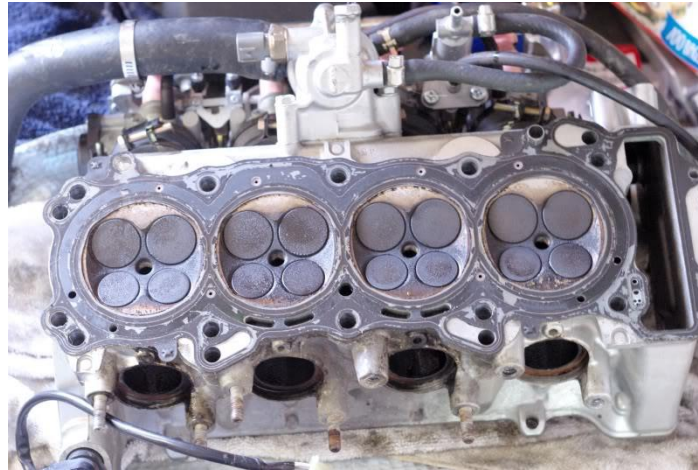


Figura 19 – Tapa de la culata de un motor CBR 600 RR con sus respectivas válvulas [23]

2.5.3 Diagrama de la distribución

Se entiende por distribución el conjunto de cambios necesarios para realizar la sucesión correcta de procesos en el motor. Involucra el comienzo de la combustión y la apertura y cierre de orificios. Se suele representar gráficamente, formando el diagrama de la distribución (véase Figura 20). Éste consta de dos círculos completos que representan las dos vueltas del ciclo de 4 tiempos. Sobre ellos se marcan los ángulos correspondientes [24].

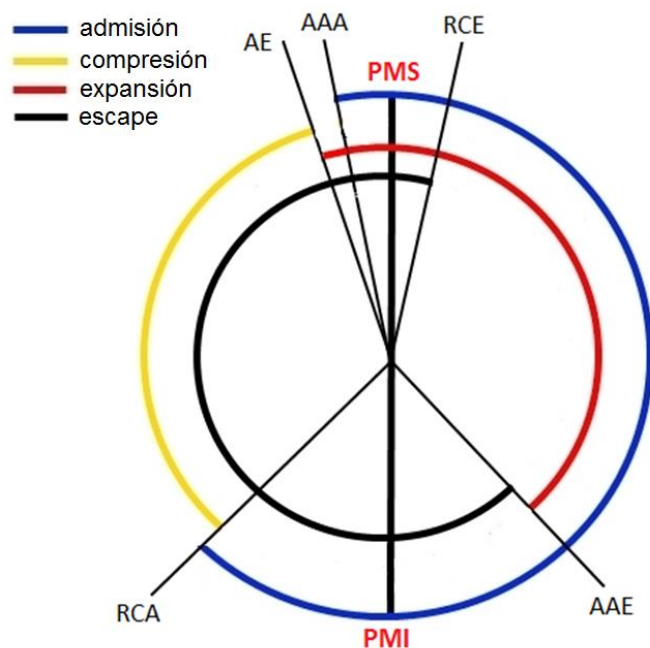


Figura 20 - Diagrama de distribución de un motor de gasolina de 4T

Adelanto al encendido (AE)

Típicamente el salto de chispa se inicia antes del PMS del motor debido al tiempo que ocupa la primera fase (tramo I, véase Figura 15) de la combustión. Gracias a esto se maximiza el aprovechamiento de la liberación de calor durante la carrera de expansión. El encendido suele adelantarse conforme suben las vueltas.

Se usan valores del orden de 5º para facilitar el arranque y calentar el catalizador de gases de escape, si bien se puede llegar a adelantos de hasta unos 20º o 30º a pleno régimen.

La optimización del AE se establece considerando además numerosos factores como evitar un sobrecalentamiento del motor, no sobrecargarlo mecánicamente, evitar la detonación, contener la producción de contaminantes y optimizar el rendimiento máximo del ciclo.

Adelanto a la Apertura del Escape (AAE)

Las válvulas no abren los puertos al completo de forma inmediata y la descarga de gases requiere un cierto tiempo, por ello conviene que comiencen a abrir antes que el émbolo llegue al PMI. De esta manera, se logrará que baje la presión en el interior del cilindro, hasta un valor mucho más apropiado para empujar los gases hacia afuera en la carrera de expulsión. Por contrapartida no se expanden los gases completamente.

Retraso al Cierre del Escape (RCE)

La imposibilidad de cerrar el escape en un tiempo muy corto comparado con el de movimiento del émbolo exige comenzar a cerrar antes de llegar el émbolo al PMS. Un comienzo prematuro haría que cerca del PMS la presión en el cilindro creciera por cerrarse o estar ya muy cerrado el escape, aumentando la proporción de gases residuales respecto a los gases frescos del ciclo siguiente. Valores típicos rondan los 5º a 20º.

El ángulo de apertura del escape $\alpha_{ap.esc}$ queda determinado por:

$$\alpha_{ap.esc} = AAE + 180^\circ + RCE$$

Adelanto a la Apertura de la Admisión (AAA)

La admisión se abre antes de que el émbolo llegue al PMS, de esta manera, el flujo puede encontrar la admisión lo suficientemente abierta en la etapa de succión de gases frescos, evitándose con ello pérdidas de presión total a través de ella y conseguir con ello no perder área del ciclo.

El ángulo que dura la admisión:

$$\alpha_{ap.ad.} = AAA + 180^\circ + RCA$$

Retraso al Cierre de la Admisión (RCA)

Su objetivo principal es maximizar el llenado del motor. El cierre completo no se efectúa hasta ya entrada la carrera de compresión con valores típicos de entre 40° a 60° . Para su optimización se debe tener en cuenta la acción de las ondas de presión no estacionarias en el colector de admisión. La acción de ondas se traduce en pulsos de presión que viajan por el colector de admisión y que introducen más aire en el cilindro por la sobrepresión generada. El efecto de estas ondas determinará en buena medida la curva de par que va a proporcionar el motor.

Cruce de válvulas

Hay un intervalo en el cual ambas válvulas están abiertas, quedando pues comunicado el escape con la admisión. Se denomina cruce de válvulas:

$$CRUCE = AAA + RCE$$

En este periodo se aprovechan los efectos inerciales de los gases expulsados por el escape. Gracias a ello, durante el cruce, parte de los gases admitidos frescos barren aquellos gases quemados que quedan en la cámara de combustión y que el pistón no llega a desalojar.

Los ángulos más importantes que aparecen en el diagrama de distribución, los indicamos también en el diagrama P-V (Figura 21).

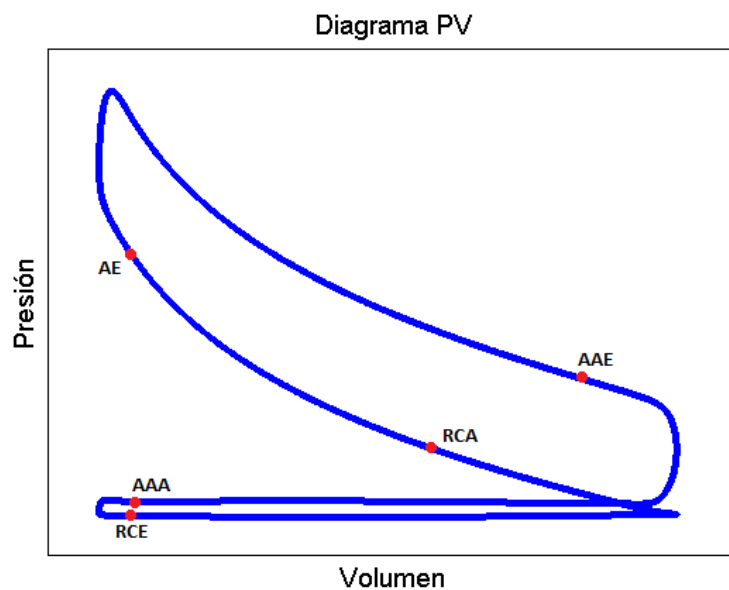


Figura 21 – Diagrama de un motor de 4 tiempos, con indicación de su distribución

2.5.4 Efecto del RCA

La cilindrada unitaria de un motor viene dada por la diferencia entre el volumen máximo y mínimo de cada cilindro como ya habíamos citado:

$$q = V_{max} - V_{min} = V_{PMI} - V_{PMS}$$

Debido a que el cierre de la válvula de admisión no se realiza hasta el RCA, se define una cilindrada efectiva, suponiendo que tan solo se dispone del volumen en ese momento para admitir gases:

$$y|_{\alpha=\pi+RCA} = \frac{l}{2} [1 + 2\lambda - \cos(\pi + RCA) - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2(\pi + RCA)}]$$

$$V|_{\alpha=\pi+RCA} = V_{min} + \frac{\pi D^2 y|_{\alpha=\pi+RCA}}{4} = V_{min} + q \frac{y|_{\alpha=\pi+RCA}}{l}$$

$$q' = V|_{\alpha=\pi+RCA} - V_{min}$$

Para nuestros parámetros geométricos, resulta:

$$\alpha_{\pi+RCA} = \pi + RCA = 180^\circ + 44^\circ = 224^\circ$$

$$y|_{\alpha=\pi+RCA} = \frac{l}{2} [1 + 2\lambda - \cos(\pi + RCA) - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2(\pi + RCA)}] = 0.0377 \text{ m}$$

$$V|_{\alpha=\pi+RCA} = V_{min} + \frac{\pi D^2 y|_{\alpha=\pi+RCA}}{4} = V_{min} + q \frac{y|_{\alpha=\pi+RCA}}{l} = 146.40 \text{ cm}^3$$

$$q' = V|_{\alpha=\pi+RCA} - V_{min} = 146.40 \text{ cm}^3 - 13.38 \text{ cm}^3 = 133.02 \text{ cm}^3$$

Coeficiente de Llenado

Es el cociente entre la cilindrada efectiva y la cilindrada geométrica, definida entre puntos muertos. La efectiva es aquella medida desde el instante de cierre de la válvula de admisión (RCA) y el PMS:

$$a = \frac{q'}{q} = \frac{133.02 \text{ cm}^3}{149.84 \text{ cm}^3} = 0.8877$$

Relación de Compresión efectiva:

Surge de suponer que la compresión sólo se realiza a partir del RCA, lo cual resulta el extremo contrario a suponer que la compresión se realiza desde el PMI. La realidad es intermedia.

$$r_{ce} = \frac{V|_{\alpha=\pi+RCA}}{V_{min}} = \frac{146.40 \text{ cm}^3}{13.38 \text{ cm}^3} = 10.94$$

Introduciendo la definición de coeficiente de llenado resulta:

$$a = \frac{q'}{q} = \frac{V|_{\alpha=\pi+RCA} - V_{min}}{V_{max} - V_{min}} = \frac{\frac{V|_{\alpha=\pi+RCA}}{V_{min}} - 1}{V_{max}/V_{min} - 1} = \frac{r_{ce} - 1}{r_{cg} - 1}$$

$$r_{ce} = 1 + a(r_{cg} - 1)$$

Una relación de compresión geométrica muy elevada puede engañar, si el motor dispone de un RCA elevado. Por ello resulta conveniente usar la relación de compresión efectiva también en la comparación.

2.5.5 Ley de levantamiento de válvulas

El movimiento de una válvula se compone de una rampa de acercamiento tras la cual se inicia el levantamiento teórico de la válvula en α_a . Después se inicia un tramo de aceleración que pone la válvula en velocidad partiendo del reposo. Termina en un ángulo de cigüeñal $\alpha' = \alpha_a + \alpha_1$. Le sigue un tramo de deceleración que decelera la válvula, para alcanzar con velocidad nula, el máximo levantamiento h_{max} en $\alpha' = \alpha_a + \alpha_2$. Esta deceleración se produce en la punta de la leva. Superado este punto, suponemos el levantamiento de la válvula simétrico a la primera mitad de recorrido (véase Figura 22).

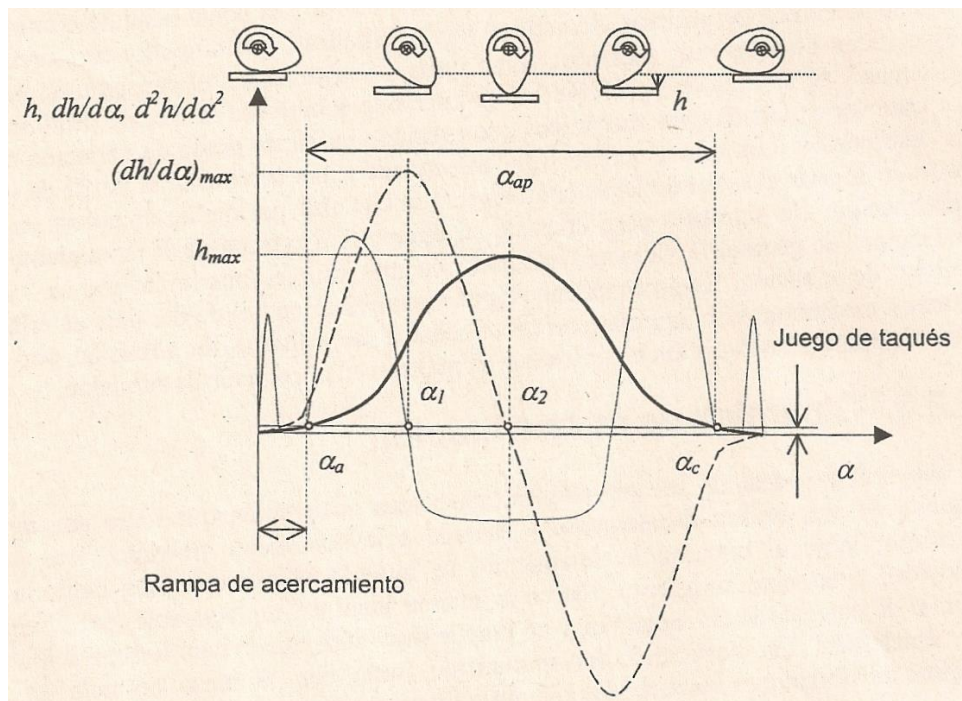


Figura 22 - Diagrama de levantamiento (línea gruesa), velocidad (línea de trazos) y aceleración (línea fina) de una válvula [25].

La solución adoptada para modelar el levantamiento de válvulas en ausencia del perfil de las mismas es la utilización de la Ley de aceleraciones constantes [26]. La aplicación de dicha ley a la forma de las levas supone que la aceleración que sufren las válvulas es constante.

Introducimos el parámetro β tal que $\alpha_1 = \beta\alpha_2$; ($\beta \leq 1$). Imponemos que las aceleraciones en los tramos de aceleración y deceleración de la válvula sean constantes.

$$0 \leq \alpha' \leq \alpha_1 \rightarrow \frac{d^2 h_1}{d\alpha'^2} = \gamma_1 = cte$$

$$\alpha_1 = \beta\alpha_2 \leq \alpha' \leq \alpha_2 \rightarrow \frac{d^2 h_2}{d\alpha'^2} = \gamma_2 = cte < 0; 0 < \beta < 1$$

Las condiciones iniciales y de compatibilidad son:

Para $\alpha' = 0$ no hay levantamiento, y su velocidad es cero en ese punto.

$$\alpha' = 0 \rightarrow h_1 = 0; \frac{dh_1}{d\alpha'} = 0$$

En el paso en el que la válvula pasa de acelerar a desacelerar deben coincidir las velocidades y levantamientos en ambos tramos de aceleración-deceleración.

$$\alpha' = \beta\alpha_2 \rightarrow h_1 = h_2; \frac{dh_1}{d\alpha'} = \frac{dh_2}{d\alpha'}$$

En el punto de levantamiento máximo, la velocidad de la válvula es nula.

$$\alpha' = \alpha_2 \rightarrow h_2 = h_{max}; \frac{dh_2}{d\alpha'} = 0$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones, obtenemos las expresiones para los levantamientos de las válvulas en función del ángulo en el tramo del levantamiento:

$$0 \leq \alpha' \leq \beta\alpha_2 \rightarrow h_1 = \frac{h_{max}}{\beta} \left(\frac{\alpha'}{\alpha_2} \right)^2; \gamma_1 = \frac{2h_{max}}{\alpha_2^2 \beta}$$

$$\beta\alpha_2 \leq \alpha' \leq \alpha_2 \rightarrow h_2 = h_{max} \left[1 - \left(1 - \frac{\alpha'}{\alpha_2} \right)^2 \frac{1}{1 - \beta} \right]; \gamma_2 = \frac{2h_{max}}{\alpha_2^2 (1 - \beta)}$$

El ajuste del parámetro β nos permite ajustar la agresividad del perfil. Hemos optado por un parámetro $\beta = 0.2$ para un perfil más agresivo, acorde a nuestra aplicación. Los levantamientos finales de las válvulas de admisión y escape vemos en la gráfica siguiente (Figura 23)

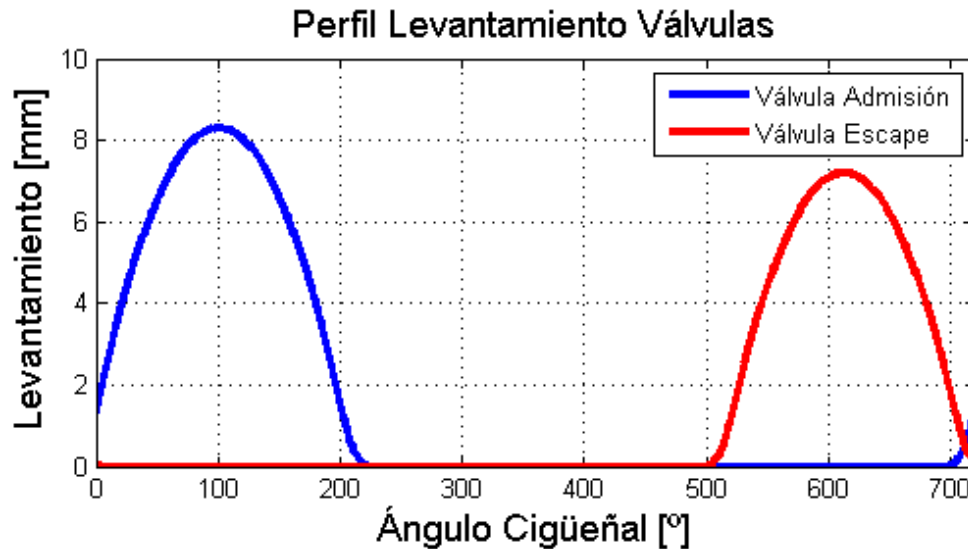


Figura 23 - Levantamiento de las válvulas de admisión y escape en función del ángulo de giro de cigüeñal

2.5.6 Flujo a través de las válvulas: Modelo ideal y coeficientes de descarga

El modelo ideal apropiado para aproximar el comportamiento del flujo a través de las válvulas es el de flujo a través de una tobera convergente-divergente cuya área de garganta coincide con el área mínima de referencia que descubren las válvulas de admisión o escape (véase esquema en Figura 24).

La ecuación empleada para calcular el gasto másico que fluye a través de las válvulas deriva del análisis del flujo isentrópico unidimensional. El caudal másico se calcula con información de la presión total P_0 y temperatura total T_0 aguas arriba de la garganta, presión estática aguas abajo que asumiremos igual a la presión en la garganta, P_T y un área de referencia A_R característica del diseño de la válvula [27]. Los efectos reales sobre el flujo son determinados aplicando coeficientes de descarga C_D hallados experimentalmente:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{(R_g T_0)^{1/2}} \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_T}{P_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2}$$

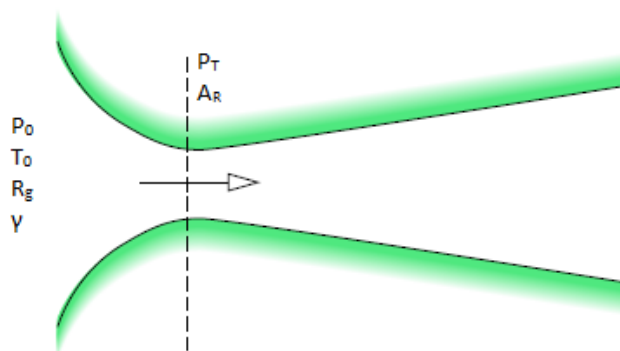


Figura 24 - Esquema del modelo geométrico ideal de una tobera convergente-divergente

Cuando el flujo llega al bloqueo sónico (esto es, cuando $\frac{P_0}{P_T} = [2/(\gamma + 1)]^{\gamma/(\gamma-1)}$), la expresión se convierte en:

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R P_0}{(R_g T_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}$$

Vamos ahora a describir los dos escenarios que tendremos: la admisión de gases en el interior del cilindro y el escape de gases hacia el colector de escape. Cada uno tendrá sus condiciones aguas arriba de la garganta y en la propia garganta. En la Tabla 3 especificamos dichas condiciones:

	Proceso Admisión	Proceso Escape
Presión total aguas arriba de la garganta P_0	$P_{\text{colector admisión}}$	P_{cilindro}
Temperatura total aguas arriba de la garganta T_0	$T_{\text{colector admisión}}$	T_{cilindro}
Constante específica del gas R_g	$R_{g, \text{gases frescos}}$	$R_{g, \text{gases quemados}}$
Relación de calores específicos γ	$\gamma_{\text{gases frescos}}$	$\gamma_{\text{gases quemados}}$
Presión estática en la garganta P_T	P_{cilindro}	$P_{\text{colector escape}}$
Área mínima de paso A_R	$A_{\text{cortina admisión}}$	$A_{\text{cortina escape}}$

Tabla 3 - Asignación de los parámetros del modelo de referencia ideal de flujo tobera convergente-divergente a los procesos de admisión y escape

El valor de los coeficientes de descarga C_D y la elección del área de referencia A_R están conectados de forma que su producto $C_D A_R$ representa el área efectiva A_E de la válvula.

El área de referencia escogida en nuestro modelo es el área de cortina $A_C = \pi D_v h_v$ que es el área de un cilindro de base el diámetro exterior de la válvula D_v y altura su levantamiento h_v (Figura 25).

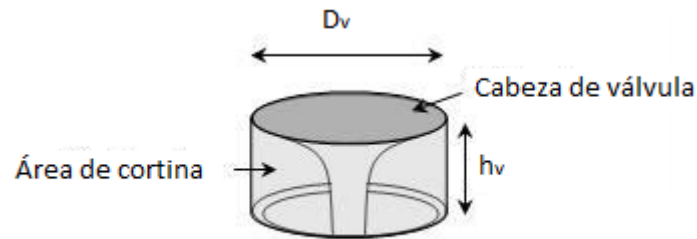


Figura 25 - Área de cortina de una válvula

Cuando se emplea el área de cortina, se aprecia un cambio claro en la tendencia del coeficiente de descarga (Figura 26), con un crecimiento inicial hasta alcanzar un máximo y posteriormente decrecer casi linealmente al aumentar el levantamiento. Este cambio de tendencia se asocia al cambio de régimen de flujo, que a bajos levantamientos está caracterizado por el contacto entre el gas y las superficies de la válvula y el asiento, mientras que a altos levantamientos se asemeja más a un chorro libre [28].

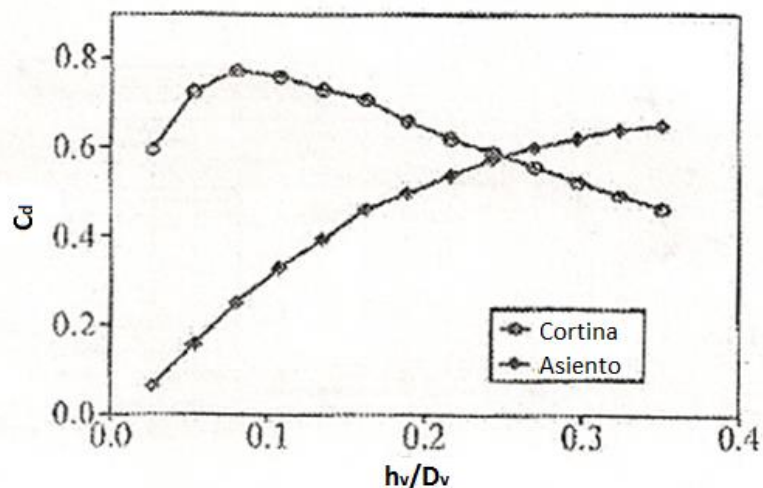


Figura 26 - Comparación de coeficientes de descarga de una válvula

2.5.7 Restricción de aire

Todo el aire que entra al motor debe pasar por una restricción de aire de 20 mm de diámetro. El diseño del mismo tendrá como objetivo reducir al máximo su efecto negativo y elevar el rendimiento volumétrico en la medida de lo posible.

Según la normativa, la restricción debe estar situada en el colector de admisión, tras el filtro de aire y la mariposa, y antes de los puertos de admisión. La estrategia empleada es que la restricción esté precedida de una sección convergente y que tras él haya una sección divergente con el fin de que el flujo esté sometido al obstáculo de la forma más suave posible (esquematisado en Figura 28).

El estudio se centrará en el diseño del difusor por ser la geometría que más relevancia tiene en el comportamiento del flujo tras la restricción. Elegiremos un ángulo de divergencia del difusor y calcularemos los coeficientes de pérdidas que utilizaremos en el modelo.

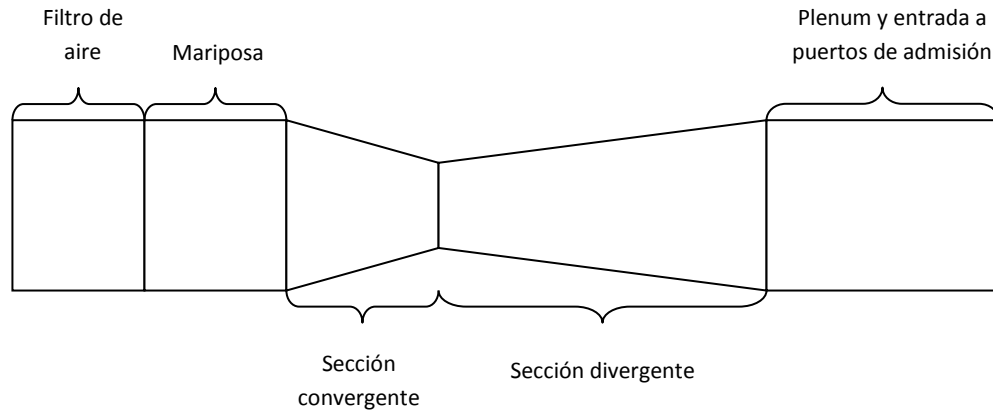


Figura 27 - Esquema colector de admisión

2.5.7.1. Diseño del difusor

El objetivo del difusor es la conversión de la energía cinética del fluido en presión estática minimizando las pérdidas.

La zona divergente es crítica para el rendimiento del motor, pues es donde ocurren fenómenos aerodinámicos como el desprendimiento de la capa límite, aumento de la turbulencia o generación de vórtices que comprometen el rendimiento volumétrico.

Para cuantificar estos efectos, nos apoyaremos en los datos tabulados aportados por la bibliografía [29], los cuales suelen darse en forma de coeficientes de pérdidas de presión estática o dinámica. Los coeficientes de pérdidas están asociados a diversas condiciones de flujo, por lo que cogeremos aquellos coeficientes cuyas condiciones de trabajo se asemejen a nuestra aplicación.

El gasto másico de aire depende de las revoluciones del motor y de las condiciones de presión y temperatura del aire en ese tramo. En el rango de revoluciones del motor, que van desde las 1400 rpm a ralentí hasta las 15000 rpm de régimen máximo, el caudal se puede situar en régimen de flujo incompresible o pasar a régimen compresible, es importante hacer esta distinción puesto que las tablas de coeficientes de pérdidas hacen distinción entre ambos casos.

La barrera entre ambos regímenes depende del número de Mach del flujo, definido por una velocidad v , una relación de calores específicos γ , una constante de gas R_g y una temperatura T como:

$$M = \frac{v}{\sqrt{\gamma R_g T}}$$

Si el número de Mach es menor de 0.3, el flujo se puede considerar incompresible ya que la variación de densidad del mismo es prácticamente inapreciable. En cambio si se sobrepasa dicho valor, entraríamos en régimen compresible, puesto que los efectos sobre la densidad empiezan a ser significativos como mostramos a continuación en condiciones isentrópicas (Figura 28):

$$\frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-\frac{1}{\gamma-1}}$$

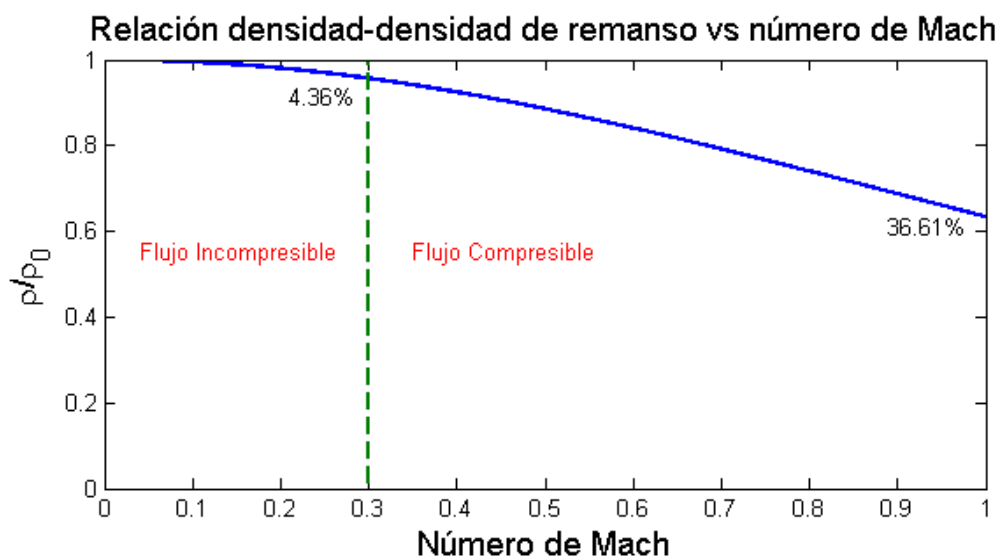


Figura 28 - Variación de la densidad en función del número de Mach. Porcentajes indicativos de la variación de densidad respecto a la densidad de remanso

Para situarnos en los órdenes de magnitud en los que estamos trabajando, vamos a calcular el rango de vueltas a las que gira el motor para las que el flujo es incompresible en la restricción y lo mismo para flujo compresible. Suponemos para los cálculos que el rendimiento volumétrico del motor es igual a la unidad.

La expresión del gasto másico que fluye por la restricción teniendo en cuenta su compresibilidad es [30]:

$$\dot{m}_{restriccion} = \frac{AP_0}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{\gamma}{R_g}} M \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}$$

Trabajaremos en las siguientes condiciones:

Presión de remanso en la restricción igual a la presión tras el filtro de admisión $P_{t,0} = 9.5 \times 10^5 \text{ Pa}$, temperatura de remanso $T_0 = 298 \text{ K}$, relación de calores específicos $\gamma = 1.4$,

constante específica del aire $R_g = 287.058 \frac{J}{kg K}$, área de la restricción (de diámetro 2 cm) $A = 3.14 \cdot 10^{-4} m^2$.

Ese mismo caudal de aire que circula por la restricción es el que absorbe el motor y su expresión es:

$$\dot{m}_{restricor} = Q \frac{n}{2} \rho_{atm} \eta_{vg}$$

Igualando ambos caudales y suponiendo en primera aproximación $\eta_{vg} = 1$, podemos graficar (Figura 29) el número de Mach que se alcanza en el área mínima en función de la velocidad de giro del motor:

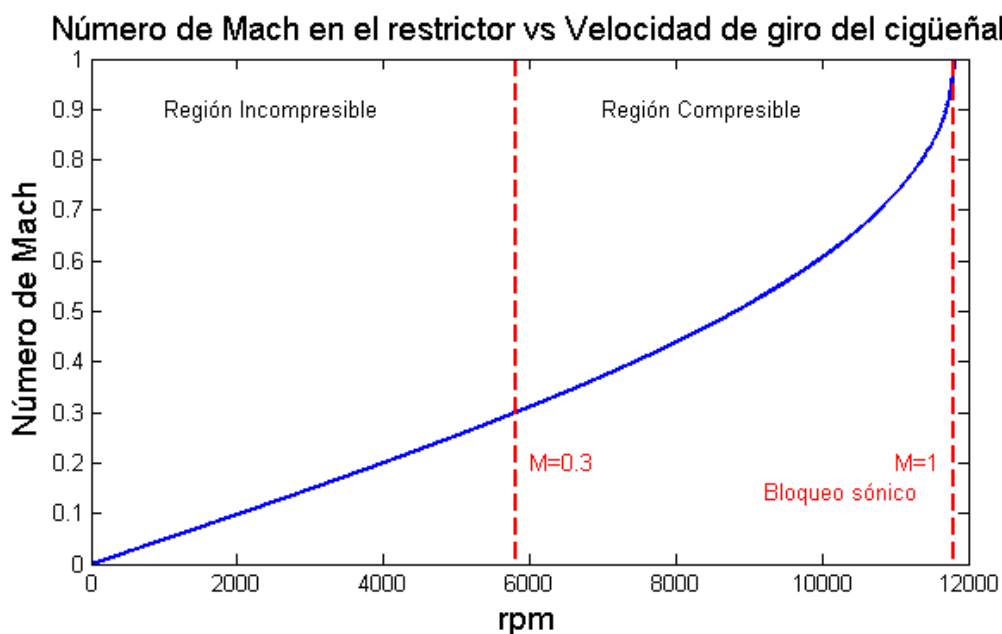


Figura 29 - Número de Mach en la restricción en función de la velocidad de giro del cigüeñal

Los resultados arrojan que del rango de 1400 rpm hasta las 5800 rpm estamos en el rango incompresible y entre 5800 rpm y 11800 rpm el flujo se puede considerar compresible (en ambos caso a plena carga).

Ahora elegiremos aquel ángulo de difusor con el criterio de mejorar el par a bajas vueltas (mejorar potencia entregada al eje en condiciones de arranque en carrera o en salida de curva, por ejemplo). Para ello, buscaremos información tabulada que relacione los datos del caudal y el ángulo de difusor para obtener un coeficiente de pérdidas de presión lo más bajo posible [31]. Como queremos mejorar el comportamiento a bajas vueltas, se traduce en que busquemos el ángulo óptimo para el régimen incompresible que maximice el llenado del motor.

Para ello, primero definimos los parámetros que se utilizan en la bibliografía citada apoyándonos en el esquema del difusor de la Figura 32:

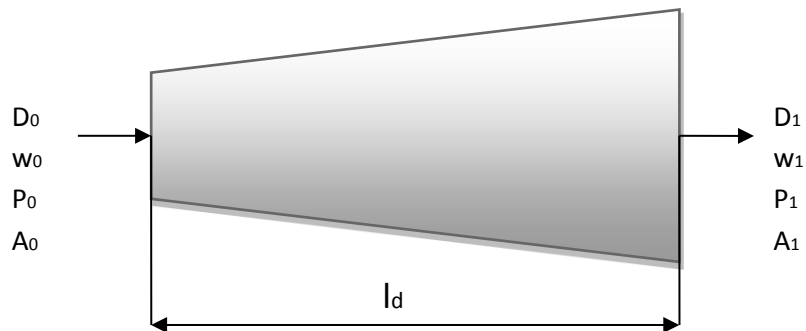


Figura 30 - Esquema del difusor

Coefficiente de pérdidas de presión estática:

$$\zeta_d = \frac{P_{e,1} - P_{e,0}}{\rho w_0^2 / 2}$$

Siendo $P_{e,1}$ y $P_{e,0}$ las presiones estáticas en las secciones de salida y entrada del difusor respectivamente. La densidad ρ es la densidad del aire y w_0 es la velocidad del flujo de entrada.

La relación entre áreas de salida y entrada:

$$n_1 = \frac{A_1}{A_0}$$

Número de Reynolds ($\nu = 15.40 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$ a 25°C):

$$Re = \frac{w_0 D_0}{\nu}$$

Para flujo incompresible podemos utilizar la ecuación de Bernouilli (P_e =presión estática, P_t =presión total o de remanso):

$$P_t = P_e + \frac{\rho w^2}{2}$$

Tomamos como presión de remanso la presión tras el filtro de aire, que como recordamos, es igual a 95 kPa y la densidad de aire en los cálculos será $\rho = 1.1839 \text{ kg/m}^3$ a 25°C.

La geometría la definimos para una relación de áreas $n_1=10$ con la que tendríamos un difusor de longitud apropiada que más adelante definiremos totalmente.

Vemos en la Tabla 4 que para $\alpha_{dif} = 6^\circ$, siendo $\alpha_{dif}/2$ el semi-ángulo del difusor (véase Figura 31), el coeficiente de pérdidas ζ_d se hace mínimo.

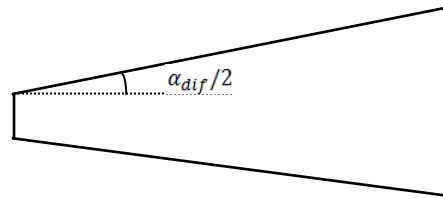


Figura 31 - Semi-ángulo del difusor

$Re \times 10^{-3}$	α , degrees						
	3	4	6	8	10	12	14
$n_1 = 10$							
0.5	0.195	0.181	0.184	0.190	0.200	0.227	0.256
1.0	0.160	0.156	0.155	0.156	0.162	0.184	0.212
2	0.123	0.120	0.120	0.123	0.134	0.151	0.167
4	0.100	0.097	0.097	0.100	0.106	0.128	0.160
>6	0.085	0.084	0.084	0.085	0.086	0.114	0.160

Tabla 4 - Coeficientes de pérdidas de presión para una relación de áreas $n_1=10$ a distintos números de Reynolds y ángulos de difusor [32]

Relacionamos el número de Reynolds con la velocidad de giro del cigüeñal para bajas vueltas. Seguimos considerando rendimiento volumétrico igual a la unidad:

$$\left. \begin{aligned} Re &= \frac{w_0 D_0}{\nu} \\ w_0 &= v_{restricción} \\ v_{restricción} &= \frac{Qn}{2A} \end{aligned} \right\} Re = \frac{QnD_0}{2A\nu}$$

Una vez tenemos el número de Reynolds para el rango de vueltas elegido, interpolamos valores de Reynolds del rango incompresible con los valores tabulados de coeficientes de pérdidas de presión estática de la bibliografía procedentes de la Tabla 4 y obtener así coeficientes de pérdidas para el rango incompresible como vemos en la Tabla 5:

rpm	Re	ζ_d
1400	2,9E+04	0,177
1950	4,0E+04	0,182
2500	5,2E+04	0,184
3050	6,3E+04	0,184
3600	7,4E+04	0,183
4150	8,6E+04	0,182
4700	9,7E+04	0,181
5250	1,1E+05	0,179
5800	1,2E+05	0,176

Tabla 5 – Interpolación del coeficiente de pérdidas de presión para el rango de flujo incompresible

El coeficiente de pérdidas hace mención a las pérdidas de presión estáticas, nos interesa transformar dicho coeficiente en términos de presión total. Con Bernouilli calculamos las presiones totales a la entrada y la salida del difusor y con ello sacamos un coeficiente de pérdidas de presión total C_{pt} (véase Tabla 6) . En rojo marcamos el término que despejamos en cada ecuación paso a paso para los cálculos.

$$P_{t,0} = P_{e,0} + \frac{\rho w_0^2}{2}$$

$$\zeta_d = \frac{P_{e,1} - P_{e,0}}{\rho w_0^2 / 2}$$

$$A_1 w_1 = A_0 w_0$$

$$P_{t,1} = P_{e,1} + \frac{\rho w_1^2}{2}$$

$$C_{pt} = \frac{P_{t,1}}{P_{t,0}}$$

rpm	$P_{t,0}$	$P_{t,1}$	C_{pt}
1400	95000	94761	0,997
1950	95000	94540	0,995
2500	95000	94245	0,992
3050	95000	93876	0,988
3600	95000	93433	0,984
4150	95000	92915	0,978
4700	95000	92320	0,972
5250	95000	91648	0,965
5800	95000	90893	0,957

Tabla 6 - Coeficientes de pérdidas de presión total para el rango de flujo incompresible

Para el rango de flujo compresible calculamos los números de Reynolds (Tabla 7). Observamos que nos movemos en el rango de entre $Re = 200000$ y $Re = 300000$.

n [rpm]	6000	7500	9000	10500	12000	13500	15000
v [m/s]	95,49	119,37	143,24	167,11	190,99	214,86	238,73
Nº Reynolds	1,24E+05	1,55E+05	1,86E+05	2,17E+05	2,48E+05	2,79E+05	3,10E+05

Tabla 7 - Cálculo del número de Reynolds para el rango de flujo compresible

Es importante apoyarnos en experimentos con números de Reynolds de órdenes similares para asegurar que la extrapolación a nuestra aplicación sea lo suficientemente aproximada.

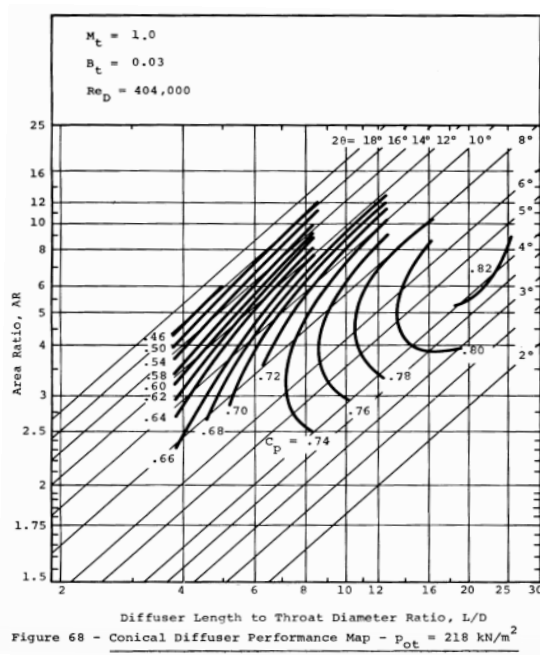


Figura 32- Diagrama de coeficientes de recuperación de presión para $Re=404000$, $M=1$, B_t (coeficiente de bloqueo en la entrada del difusor)=0.03 [33]

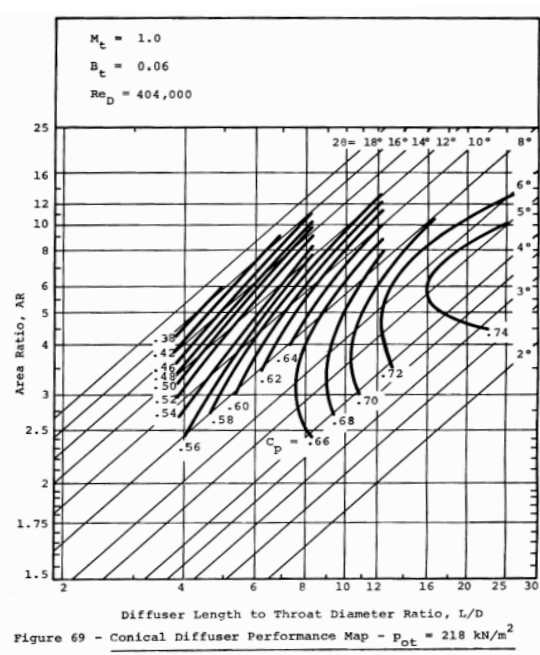


Figura 33 - Diagrama de coeficientes de recuperación de presión para $Re=404000$, $M=1$, B_t (coeficiente de bloqueo en la entrada del difusor)=0.06 [34]

En vista de las gráficas anteriores (Figura 32 y Figura 33), y sabiendo que rondamos unas dimensiones de $\frac{l_d}{D_0} = 20,46 \approx 20$ con un semi-ángulo de difusor de 6° , proponemos un coeficiente de pérdidas estimado de $C_{pt} = 0.78$ a 11800 rpm que es cuando teóricamente estamos a Mach =1 en la garganta.

Ajustamos todos los valores obtenidos de coeficientes de pérdidas de presión total a un polinomio de segundo grado como vemos en la Figura 34 para poder modelarlo en el algoritmo a cualquier régimen de vueltas.

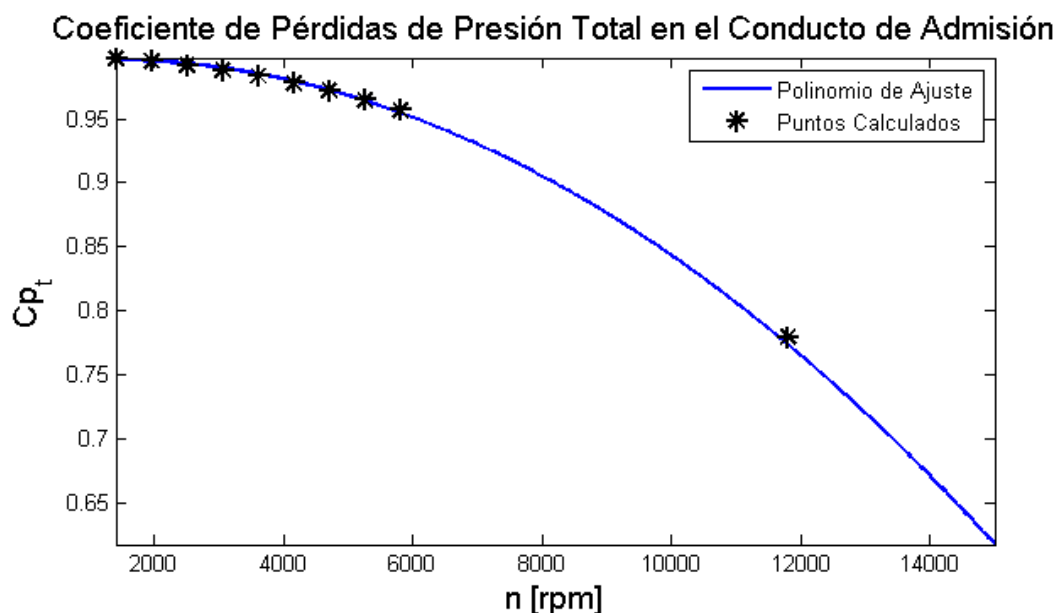


Figura 34 - Ajuste polinomial de los coeficientes de pérdidas de presión total calculados en función del régimen de giro

La expresión para el coeficiente de pérdidas de presión total en función de la velocidad de giro de cigüeñal es:

$$C_{pt}(rpm) = -2 \cdot 10^{-9} \cdot rpm^2 + 5 \cdot 10^{-6} \cdot rpm + 0,993$$

2.5.8 Efectos inerciales y de acción de ondas

A la admisión de gases frescos provocada por la succión que realiza el cilindro hay que sumar los efectos inerciales de la columna de gases que se desplaza por el conducto de admisión y el aprovechamiento de las sucesivas reflexiones de las ondas de presión que viajan por el mismo.

El efecto inercial es producido por el movimiento de la carga fresca a través del colector durante toda la carrera de admisión. La energía cinética adquirida por la columna gaseosa durante el proceso de admisión se transforma, cuando se detiene el pistón, en un aumento de la presión en el interior del cilindro y en un punto situado justo antes de la válvula de admisión. Este aumento de presión implica una mayor cantidad de masa de fluido atrapada en el cilindro y por lo tanto mejora el llenado; su efecto es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido.

En cuanto al aprovechamiento de las ondas de presión, el desplazamiento del pistón entre el PMS y el PMI durante la carrera de succión da lugar a una perturbación en la presión del cilindro y se propaga por el conducto de admisión.

Debido a que el movimiento descendente del pistón está provocando una succión en el conducto de admisión, la perturbación creada es de depresión. Esta perturbación viaja por el

conducto de admisión a la velocidad del sonido correspondiente a la temperatura de los gases de admisión.

La onda de depresión se refleja como onda de presión al final del conducto de admisión (extremo abierto). El llenado del cilindro mejora cuando aumenta la presión aguas arriba de la válvula de admisión, por lo que el colector de admisión debe diseñarse de forma que se produzca una sobrepresión por encima de la válvula justo antes de su cierre. Para conseguir este efecto deben aprovecharse las ondas de presión en ese punto para maximizar el llenado del cilindro.

En nuestro algoritmo hemos introducido de forma experimental estos dos efectos. Hemos simulado el motor sin el efecto de los mismos y hemos hecho una comparación con resultados experimentales tomados en bancos de pruebas de revistas del sector del motociclismo (Figura 35). La diferencia de rendimientos los hemos asociado a los efectos inerciales y la acción de ondas.

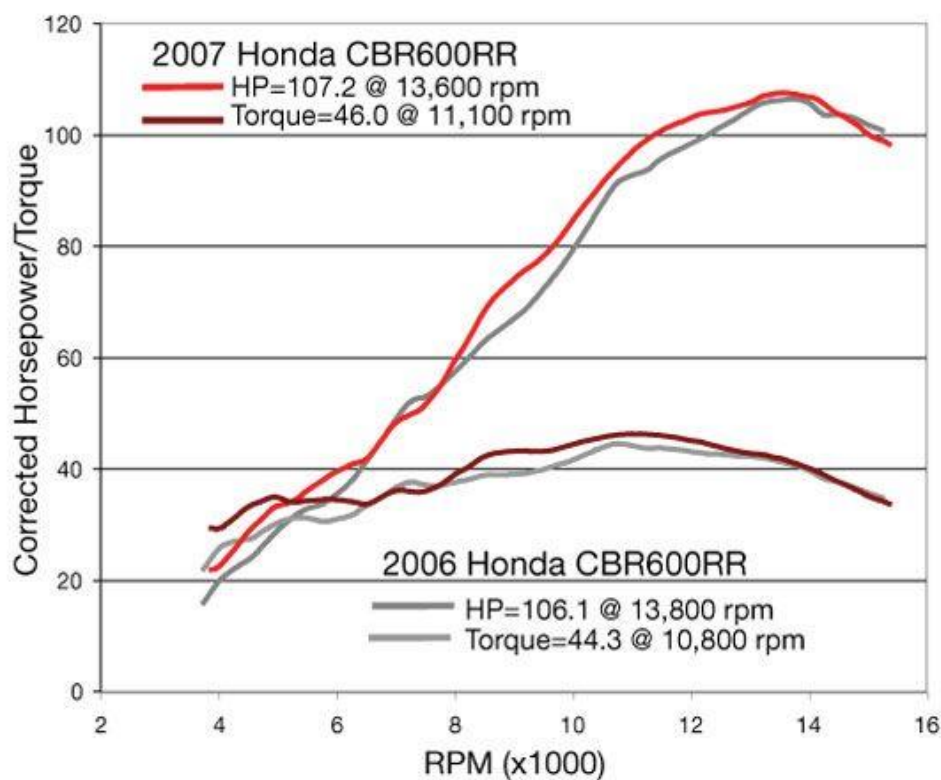


Figura 35 – Gráfico del rendimiento del motor de la Honda CBR 600 RR instalado en la moto de serie [35]

Para modelar el efecto, hemos aumentado la presión de admisión multiplicándola por un factor FP sacado de la comparación cuya expresión ha resultado ser la siguiente y que graficamos en la Figura 36:

$$FP = 6.71e^{-20} * rpm^5 - 3.09e^{-15} * rpm^4 + 5.23e^{-11} * rpm^3 - 4.01e^{-7} * rpm^2 + 1.41e^{-3} * rpm - 8.37e^{-1}$$

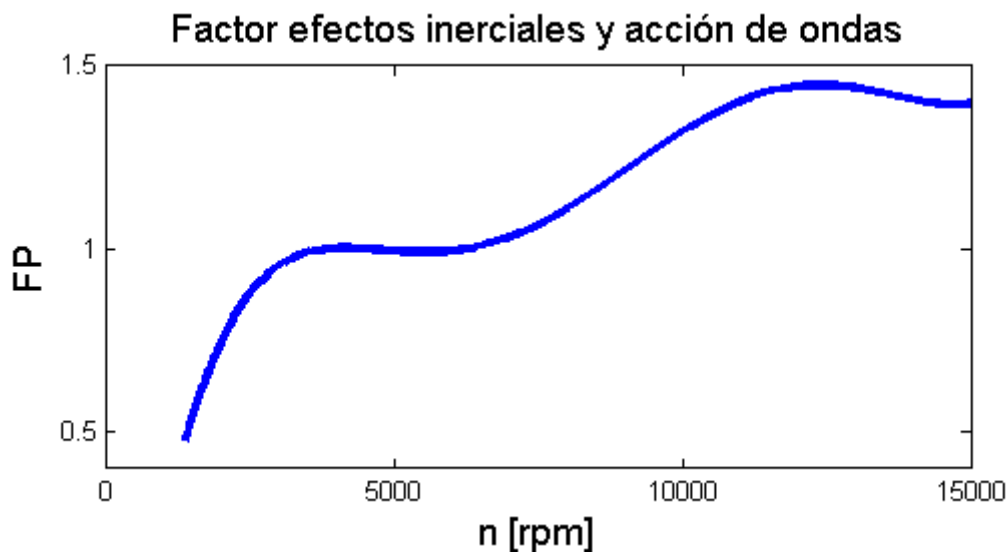


Figura 36 - Factor multiplicador de la presión total de admisión para emular los efectos inerciales y de acción de ondas en la admisión

Esta forma de estimar los efectos inerciales y de acción de ondas es aproximativo, ambos colectores de admisión (moto y monoplaza) difieren bastante en geometría, por lo que un cálculo preciso requeriría cálculos sobre la geometría real del colector de admisión del monoplaza.

2.6. Propiedades del Fluido de Trabajo

La composición del fluido de trabajo utilizado en este modelo se puede dividir en dos grupos:

- Gases frescos (mezcla perfecta de aire fresco y combustible). Es el fluido que entra al motor a través de la válvula de admisión. Por ser un motor de inyección indirecta y haberse inyectado el combustible en el colector de admisión, se asume que éste ya entra al cilindro en estado gaseoso y perfectamente mezclado con el aire fresco. La composición química de los gases frescos será: combustible (C_xH_y) y aire, compuesto en nuestro modelo de oxígeno (O_2) y nitrógeno (N_2).
- Gases quemados, producto de la combustión de la mezcla de aire fresco y combustible en estado gaseoso. Está formado por: dióxido de carbono (CO_2), agua (H_2O) y nitrógeno (N_2)

Las propiedades que vamos a calcular son:

- Calor específico a presión constante
- Entalpía
- Constante específica del gas
- Relación de calores específicos

2.6.1 Mezcla Perfecta

La mezcla perfecta se traduce en la unificación de todas las propiedades que conforman cada componente de dicho fluido. Eso implica calcular las propiedades de cada compuesto por separado para después poder hallar un promedio que represente al fluido de trabajo.

En el interior del cilindro la proporción de gases frescos y quemados variará constantemente conforme avanza el ciclo. Es importante calcular dicha proporción para determinar las propiedades del fluido de trabajo.

Dentro de los gases frescos y de los gases quemados, las composiciones de los componentes serán constantes como hipótesis adoptada (e.g. sin disociación apreciable). En la Figura 37 se indica la composición de los gases frescos y quemados.

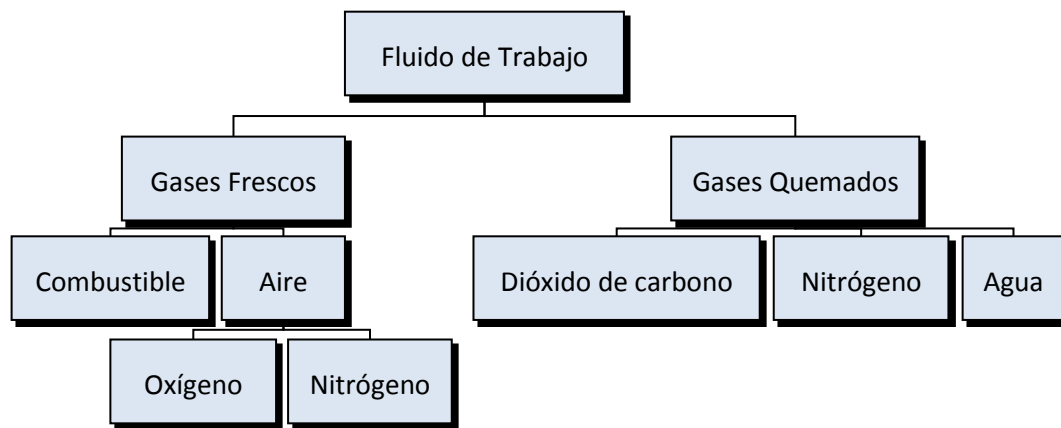


Figura 37 - Esquema de la composición del fluido de trabajo

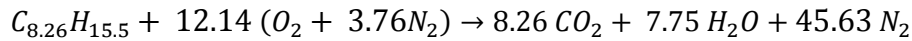
Si tenemos una propiedad cualquiera Z_j referida a un compuesto j en base molar, cuyos moles presentes en la mezcla son n_j , las propiedades del fluido formado por los distintos compuestos j será:

$$Z_{mezcla} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{mol de mezcla}} \right] = \frac{\sum n_j Z_j}{\sum n_j}$$

Si queremos pasar su dependencia molar a dependencia másica basta con dividir la propiedad Z_j por el peso molecular promedio de la mezcla para obtener la misma propiedad por unidad de masa W :

$$\left. \begin{aligned} PM_{mezcla} [kg/mol] &= \frac{\sum n_j PM_j}{\sum n_j} \\ Z_{mezcla} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{mol de mezcla}} \right] & \end{aligned} \right\} W_{mezcla} \left[\frac{\text{unidades}}{kg \text{ de mezcla}} \right] = \frac{Z_{mezcla} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{mol de mezcla}} \right]}{PM_{mezcla} [kg/mol]}$$

Recordamos la formulación del proceso de combustión que transforma los reactivos en productos para combustión perfecta estequiométrica:



Somos capaces ahora de calcular las propiedades de los gases frescos y los gases quemados en función de las propiedades de sus compuestos. Dichas propiedades de cada compuesto serán función de la temperatura, las cuales están tabuladas como más adelante explicaremos.

Las propiedades de los gases frescos en función de las propiedades de sus componentes serán:

$$Z_{gases\ frescos} = \frac{Z_{C_{8.26}H_{15.5}} + 12.14 Z_{O_2} + 45.63 Z_{N_2}}{1 + 12.14 + 45.63} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{mol gases frescos}} \right]$$

$$PM_{gases\ frescos} = \frac{PM_{C_{8.26}H_{15.5}} + 12.14 \cdot PM_{O_2} + 45.63 \cdot PM_{N_2}}{1 + 12.14 + 45.63} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mol}} \right]$$

$$W_{gases\ frescos} = \frac{Z_{gases\ frescos}}{PM_{gases\ frescos}} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{kg gases frescos}} \right]$$

Para los gases quemados tenemos:

$$Z_{gases\ quemados} = \frac{8.26 Z_{CO_2} + 7.75 Z_{H_2O} + 45.63 Z_{N_2}}{8.26 + 7.75 + 45.63} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{mol gases quemados}} \right]$$

$$PM_{gases\ quemados} = \frac{8.26 PM_{CO_2} + 7.75 PM_{H_2O} + 45.63 PM_{N_2}}{8.26 + 7.75 + 45.63} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mol}} \right]$$

$$W_{gases\ quemados} = \frac{Z_{gases\ quemados}}{PM_{gases\ quemados}} \left[\frac{\text{unidades}}{\text{kg gases quemados}} \right]$$

Para hallar las propiedades de la mezcla de gases frescos y gases quemados que formará nuestro fluido de trabajo calculamos la proporción que existe entre ambos (para mayor comodidad, distinguidos con subíndices “f” y “q” respectivamente a partir de ahora). Definimos la relación de gases quemados respecto a la masa total (fracción de gases quemados):

$$\chi_q = \frac{m_q}{m_f + m_q}$$

El peso molecular promedio del fluido de trabajo es:

$$PM_{fluido\ de\ trabajo} = \frac{m_f PM_f + m_q PM_q}{m_f + m_q} = (1 - \chi_q) PM_f + \chi_q PM_q$$

La propiedad promediada del fluido será calculada de forma similar:

$$W_{\text{fluido de trabajo}} = \frac{m_f W_f + m_q W_q}{m_f + m_q}$$

Los pesos moleculares de las sustancias puestas en juego son (Tabla 8):

$PM_{C_{8.26}H_{15.5}}$	114.62 g/mol
PM_{O_2}	32 g/mol
PM_{N_2}	28 g/mol
PM_{CO_2}	44 g/mol
PM_{H_2O}	18 g/mol

Tabla 8 - Pesos moleculares de las sustancias puestas en juego en el ciclo

Las constantes específicas del gas se calculan dividiendo la constante universal de los gases ideales por el peso molecular (Tabla 9):

$$R_g = \frac{R_u}{PM}$$

$R_{g_{C_{8.26}H_{15.5}}}$	72,54 J/kg K
$R_{g_{O_2}}$	259,82 J/kg K
$R_{g_{N_2}}$	296,94 J/kg K
$R_{g_{CO_2}}$	188,96 J/kg K
$R_{g_{H_2O}}$	461,91 J/kg K

Tabla 9 - Constantes específicas de los componentes que participan en el ciclo

En condiciones de plena carga y ralenti recordamos que trabajamos con dosado relativo $F_R = 1.1$, por lo que se tiene en cuenta en los cálculos de propiedades de mezcla aumentando un 10% el peso que tiene el combustible en los promedios.

2.6.2 Determinación del calor específico a presión constante, de las entalpías de las especies involucradas y de la relación de calores específicos

Los calores específicos a presión constante y las entalpías de las especies los calculamos haciendo uso de curvas polinómicas dependientes de la temperatura despreciando el efecto que pueda tener la presión a modo de hipótesis. Los coeficientes de dichos polinomios están registrados en el “NASA Equilibrium Program” [36] (Tabla 10) y tratan de aproximar los datos termodinámicos registrados en las tablas JANAF [37].

Los polinomios usados para determinar el calor específico a presión constante y entalpía de los gases que componen el fluido en función de la temperatura son los siguientes:

$$\frac{\widetilde{c_{p,i}}}{\widetilde{R_u}} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4$$

$$\frac{\widetilde{h_i}}{\widetilde{R_u}T} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2}T + \frac{a_{i3}}{3}T^2 + \frac{a_{i4}}{4}T^3 + \frac{a_{i5}}{5}T^4 + \frac{a_{i6}}{T}$$

Especie	Rango de Tª (K)	a_{i1}	a_{i2}	a_{i3}	a_{i4}	a_{i5}	a_{i6}	a_{i7}
CO2	1000-5000	4,4608	0,0030982	-1,24E-06	2,27E-10	-1,55E-14	-48961,442	-0,98636
	300-1000	2,4008	0,0087351	-6,61E-06	2,00E-09	6,33E-16	-48377,527	9,69515
H2O	1000-5000	2,7168	0,0029451	-8,02E-07	1,02E-10	-4,85E-15	-29905,826	6,63057
	300-1000	4,0701	-0,0011084	4,15E-06	-2,96E-09	8,07E-13	-30279,722	-0,32270
N2	1000-5000	2,8963	0,0015155	-5,72E-07	9,98E-11	-6,52E-15	-905,86184	6,16151
	300-1000	3,6748	-0,0012082	2,32E-06	-6,32E-10	-2,26E-13	-1061,1588	2,35804
O2	1000-5000	3,6220	0,0007362	-1,97E-07	3,62E-11	-2,89E-15	-1201,9825	3,61510
	300-1000	3,6256	-0,0018782	7,06E-06	-6,76E-09	2,16E-12	-1047,5226	4,30528

Tabla 10 - Coeficientes para las propiedades termodinámicas de las especies utilizadas

Igualmente para el combustible usamos ajustes en forma de polinomios (coeficientes polinómicos en Tabla 11):

$$\widetilde{c}_{p,f} = A_{f1} + A_{f2}t + A_{f3}t^2 + A_{f4}t^3 + \frac{A_{f5}}{t^2}$$

$$\widetilde{h}_f = A_{f1}t + A_{f2}\frac{t^2}{2} + A_{f3}\frac{t^3}{3} + A_{f4}\frac{t^4}{4} + \frac{A_{f5}}{t} + A_{f6} + A_{f8}$$

Gasolina	C_{8.26}H_{15.5}	-24,078	256,63	-201,68	64,75	0,5808	-27,562	17,792
-----------------	---	---------	--------	---------	-------	--------	---------	--------

Tabla 11 - Coeficientes para las propiedades termodinámicas del combustible

La entalpía total se compone de la entalpía térmica y la entalpía de formación $h = h_T + h_f$. Las curvas polinómicas nos dan las entalpías totales, y nosotros mismos podemos desglosarlas en entalpía térmica y entalpía de formación para usarlas en nuestro modelo.

La entalpía de formación será la entalpía de una determinada especie a una temperatura de referencia, la cual fijamos en 298.15 K.

$$h_f = h(298.15 \text{ K})$$

Eso nos permite calcular la entalpía térmica a partir de la entalpía total a cualquier temperatura:

$$h_T(T) = h(T) - h(298.15 \text{ K})$$

La relación de calores específicos γ se calcula a partir del calor específico a presión constante y la constante específica del gas:

$$\left. \begin{aligned} \gamma(T) &= \frac{c_p(T)}{c_v(T)} \\ R_g &= c_p(T) - c_v(T) \end{aligned} \right\} \gamma(T) = \frac{c_p(T)}{c_p(T) - R_g}$$

2.7. Termodinámica

2.7.1 Primera ley de la termodinámica

La primera ley de la termodinámica, también conocida como el principio de conservación de la energía, proporciona una base sólida para el estudio de las relaciones entre las diversas formas de energía y la interacción de ésta. Basándose en las observaciones experimentales, la primera ley de la termodinámica establece que la energía ni se crea ni se destruye durante el proceso; puede sólo cambiar de forma. Por lo tanto, toda la energía debe ser contabilizada durante un proceso.

El principio de conservación de la energía se puede expresar como sigue: El cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la entrada de energía total y la energía total que sale del sistema durante ese proceso. Es decir:

$$\left(\begin{array}{c} \text{Cambio de energía total} \\ \text{del sistema} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Energía total} \\ \text{entrante al sistema} \end{array} \right) - \left(\begin{array}{c} \text{Energía total} \\ \text{saliente del sistema} \end{array} \right)$$

$$\Delta E_{sist} = E_e - E_s$$

La determinación de la variación de energía de un sistema durante un proceso implica la evaluación de la energía del sistema al comienzo y al final del proceso, y obteniendo su diferencia, es decir:

$$\text{Variación de Energía} = \text{Energía en el estado inicial} - \text{Energía en el estado final}$$

$$\Delta E_{sist} = E_{inicial} - E_{final}$$

Hay que tener en cuenta que la energía es una propiedad, y el valor de una propiedad no cambia a menos que cambie el estado del sistema. Por lo tanto, el cambio de energía de un sistema es cero si el estado del sistema no cambia durante el proceso. Además, la energía puede existir en numerosas formas como interna (sensible, latente, química y nuclear), cinética, potencial, eléctrica y magnética y su suma constituye la energía total E de un sistema. En ausencia de eléctrica, y efectos de tensión superficial magnética (es decir, para los sistemas compresibles simples), la variación de energía total de un sistema durante un proceso es la suma de los cambios en su energía interna U , cinética E_{cin} y potencial E_{pot} y puede ser expresado como:

$$\Delta E = \Delta U + \Delta E_{cin} + \Delta E_{pot}$$

Mecanismos de transferencia de energía

La energía puede ser transferida hacia o desde un sistema de tres formas: calor Q , trabajo τ , y transferencia de masa E_{masa} (Ilustrado en Figura 38). Las interacciones de energía se registran en la frontera del sistema cuando lo atraviesan, y representan la energía ganada o perdida por un sistema durante un proceso.

1 - Transferencia de calor, Q . La Transferencia de calor a un sistema (ganancia de calor) aumenta la energía de las moléculas y por lo tanto la energía interna del sistema y la transferencia de calor desde un sistema (pérdida de calor) disminuye dicha energía interna ya que el calor transferido proviene de la energía de las moléculas del sistema.

2 - Transferencia de trabajo, τ . Una interacción de energía que no es causada por una diferencia de temperatura entre un sistema y su entorno es el trabajo. Un pistón ascendiendo

o un eje girando están asociados a interacciones de trabajo. La transferencia de trabajo a un sistema (es decir, el trabajo realizado sobre un sistema) incrementa la energía del sistema, y la transferencia de trabajo de un sistema (es decir, el trabajo realizado por el sistema) disminuye su energía ya que la energía transferida como trabajo viene de la energía contenida en el sistema. Motores de vehículos o turbinas de gas, vapor o hidráulicas producen trabajo mientras compresores, bombas y mezcladoras consumen trabajo.

3 - Intercambio de masa, E_{masa} . El flujo de masa entrante o saliente del sistema sirve como un mecanismo adicional de transferencia de energía. Cuando la masa entra a un sistema, la energía del sistema aumenta debido a que la masa lleva asociada energía con ella. Del mismo modo, cuando sale masa del sistema, la energía contenida dentro del sistema disminuye debido a que la masa se lleva energía con ella. Por ejemplo, cuando sale agua caliente de un calentador de agua y se sustituye por la misma cantidad de agua fría, el contenido de energía del tanque de agua (en el volumen de control) disminuye como resultado de esta interacción de masas.

Tomando nota de que la energía puede ser transferida en forma de calor, trabajo, y masa, y que la transferencia neta de una cantidad es igual a la diferencia entre los importes transferidos dentro y fuera, el balance de energía se puede escribir más explícitamente como:

$$E_e - E_s = (Q_e - Q_s) + (\tau_e - \tau_s) + (E_{masa,e} - E_{masa,s}) = \Delta E_{sist}$$

Donde los subíndices “e” y “s” denotan cantidades que entran o salen del sistema respectivamente. Dichas cantidades a la derecha de la igualdad representan cantidades positivas [27].

La transferencia de calor es cero para sistemas adiabáticos, la transferencia de trabajo es nula para sistemas en los que no existe intercambio de trabajo y la transferencia de energía asociada a la masa entrante o saliente es cero para sistemas que no intercambian masa a través de su frontera, también conocidos como sistemas cerrados.

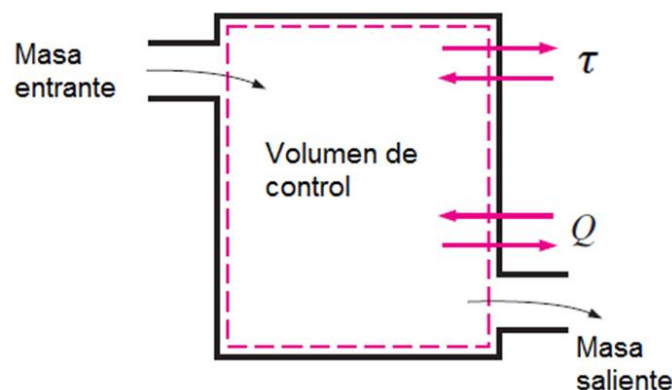


Figura 38 - Energía contenida en un volumen de control variable por la acción de calor, trabajo y flujo másico [38]

Intercambio de energía mediante flujos másicos

Al trabajar en un sistema abierto, es importante comprender los detalles de la energía asociada a la masa entrante $E_{masa,e}$ o saliente $E_{masa,s}$.

Como ya hemos explicado, la energía total de un sistema se compone de energía interna U , cinética E_{cin} y potencial E_{pot} .

Lo mismo ocurre con la energía asociada a la masa entrante o saliente puesto que se compone también de energía interna, cinética y potencial. A estas formas de energía, hay que añadirle aquel trabajo requerido para introducir o expulsar fluido del volumen de control, denominado trabajo de flujo.

Para obtener la expresión del trabajo de flujo, consideraremos un volumen finito de fluido V entrando a un volumen de control. Podemos considerar de forma virtual, que el fluido está empujado por un pistón de área A ficticio como ilustra la Figura 39:

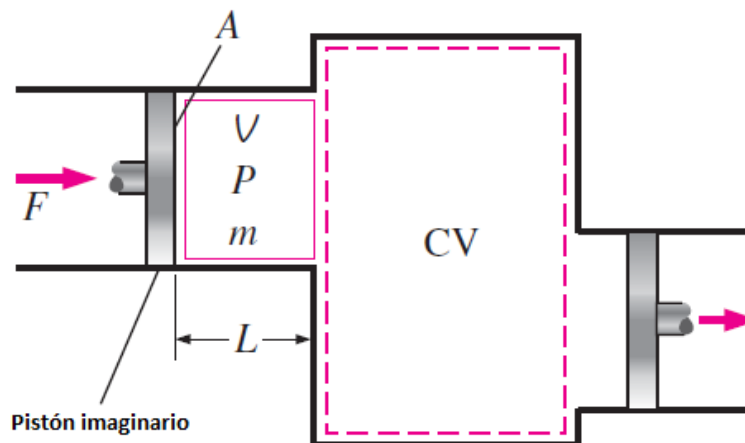


Figura 39 - Esquema del trabajo de flujo [39]

Si dicho volumen finito de fluido está sometido a una presión P , la fuerza aplicada sobre el mismo es:

$$F = PA$$

Para empujar todo el volumen finito de fluido al volumen de control, la fuerza debe actuar a lo largo de una distancia L , luego el trabajo realizado empujando al elemento finito de fluido es:

$$\tau_{flujo} = FL = PAL = PV$$

Ahora entonces, podemos definir las energías asociadas a masas entrantes o salientes al volumen de control como:

$$E_{masa,e} = (U + E_{cin} + E_{pot} + \tau_{flujo})_e = \sum_e m_e(u + e_{cin} + e_{pot} + Pv)_e$$

$$E_{masa,s} = (U + E_{cin} + E_{pot} + \tau_{flujo})_s = \sum_s m_s(u + e_{cin} + e_{pot} + Pv)_s$$

La combinación de la energía interna por unidad de masa y el trabajo de flujo por unidad de masa nos permite emplear la entalpía h como propiedad [40].

$$h = u + Pv$$

Concluyendo:

$$E_{masa,e} = \sum_e m_e(h_e + e_{cin} + e_{pot})_e$$

$$E_{masa,s} = \sum_s m_s(h_s + e_{cin} + e_{pot})_s$$

El balance de energía completo queda:

$$\Delta E_{sist} = (Q_e - Q_s) + (\tau_e - \tau_s) + \sum_e m_e(h_e + e_{cin} + e_{pot})_e - \sum_s m_s(h_s + e_{cin} + e_{pot})_s$$

Balance de energía por unidad de tiempo

El balance de energía para un sistema puede escribirse en forma de tasa (variación de energía por unidad de tiempo) expresado en unidades de potencia como:

$$\dot{E}_e - \dot{E}_s = \frac{dE_{sist}}{dt}$$

$$\left(\begin{array}{c} \text{Tasa de variación de energía interna,} \\ \text{cinética o potencial} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Tasa de energía neta transferida} \\ \text{mediante calor, trabajo o flujo másico} \end{array} \right)$$

$$\frac{dE_{sist}}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e(h_e + e_{cin} + e_{pot})_e - \sum_s \dot{m}_s(h_s + e_{cin} + e_{pot})_s$$

El calor y el trabajo intercambiados en un tiempo infinitesimal se expresan como:

$$dQ = \dot{Q} dt, \quad d\tau = \dot{W} dt$$

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}, \quad \dot{W} = \frac{d\tau}{dt}$$

Concluimos con el principio de conservación de la energía también llamado ecuación de la energía en forma integral, que será la expresión que emplearemos para el modelado del motor:

$$\frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \sum_e m_e(h_e + e_{cin} + e_{pot})_e - \sum_s m_s(h_s + e_{cin} + e_{pot})_s$$

2.7.2 Aplicación del primer principio de la termodinámica al modelado del motor

Tras introducir el principio termodinámico que rige el funcionamiento del motor, vamos ahora a aplicarlo a nuestro modelo. Para ello empleamos el principio de conservación de la energía a un volumen de control situado en la cámara de combustión (Figura 40). Éste será un sistema cerrado o abierto en función del levantamiento de las válvulas.

$$\frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \sum_e m_e(h_e + e_{cin} + e_{pot})_e - \sum_s m_s(h_s + e_{cin} + e_{pot})_s$$

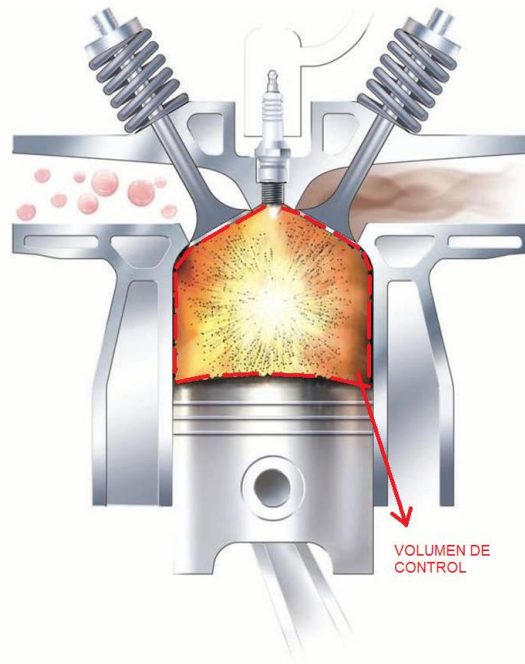


Figura 40 - Volumen de control en el balance de energía [41]

Tanto la energía cinética como la energía potencial son despreciables en el balance por lo que prescindimos de ambos términos:

$$\frac{dE_{sist}}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s$$

En el caso de que las válvulas de admisión o escape estén cerradas, los flujos de entrada o salida respectivamente serán nulos. La variación de masa con el tiempo en el interior del volumen de control viene dado por el *Principio de conservación de la masa*:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_s \dot{m}_e - \sum_c \dot{m}_s$$

El calor que entra o sale del volumen de control se debe principalmente a dos fenómenos:

- El aporte de calor que se genera con la combustión del combustible
- Las pérdidas por convección en las paredes del cilindro

La forma de incluir el aporte de calor por combustión en el balance de energía del modelo se puede abordar de dos modos:

- Aporte de calor del combustible contabilizado en el término de calor y asumiendo entalpías de formación nulas (sin reacción química). $h_{T,e}$ y $h_{T,s}$ son las entalpías térmicas o sensibles de entrada y salida respectivamente:

$$h = h_f + h_T$$

$$h_f = 0$$

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ_{comb}}{dt} + \frac{dQ_{conv}}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \sum_e \dot{m}_e (h_{T,e}) - \sum_s \dot{m}_s (h_{T,s})$$

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = \dot{m}_{comb} PCI$$

- Aporte de calor mediante reacción química contabilizada en las entalpías de formación:

$$h = h_f + h_T$$

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ_{conv}}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \sum_e \dot{m}_e (h_e) - \sum_s \dot{m}_s (h_s)$$

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = 0$$

Adoptamos la primera opción, por lo que incluiremos el aporte de calor de la combustión en el término de calor Q del balance. Así pues, el calor Q es la suma del calor aportado por la combustión Q_{comb} y el calor que se pierde por convección y radiación en las paredes de los cilindros Q_{conv} .

El trabajo τ es resultado del área encerrado por la curva del diagrama PV que desarrolla el ciclo. La expresión por unidad de tiempo es la potencia instantánea desarrollada por el motor $\frac{d\tau}{dt} = P \frac{dV}{dt}$.

Las entalpías térmicas son propiedades de los fluidos dependientes de la temperatura y de su composición. Las encontramos tabuladas en la bibliografía como ya comentamos en el respectivo apartado del proyecto.

Los flujos másicos de entrada y salida dependerán de si las válvulas están abiertas o cerradas, de su grado de apertura y de la presión dentro del cilindro y en los colectores de admisión y escape. Son calculables en todo momento con las ecuaciones de gasto másico simulando una tobera convergente-divergente y aplicando un coeficiente de descarga que adapte los resultados a nuestra geometría de forma más fiel.

Una vez expuestas las relaciones termodinámicas empleadas y los detalles que definen el balance de energía en el motor procedemos a desarrollar el modelo que simula el motor.

3. Modelado del motor

3.1. Introducción

Se entiende por modelado de motores al cálculo de sistemas del motor mediante modelos matemáticos implementados. Estos modelos matemáticos resuelven las ecuaciones de un modelo físico que representa con mayor o menor fidelidad los fenómenos más relevantes en el sistema de motor a calcular. La fidelidad del modelo a los fenómenos físicos vendrá determinada por las hipótesis simplificadoras en las que se base.

Los modelos permiten no solamente evaluar distintas opciones de diseño y predecir las prestaciones que el motor alcanzaría, sino que también permiten analizar los fenómenos físicos identificando las variables que controlan los procesos. También sirven para identificar tendencias y sensibilidad de las variables de salida al variar las variables de entrada.

El modelado se ha convertido en una herramienta clave para el diseño de motores de combustión interna alternativos. La razón es que el modelado permite evaluar distintas opciones de diseño de los sistemas de motor con un coste reducido y en plazo razonable.

Los modelos permiten analizar de una manera más rápida el comportamiento de un sistema y sintetizar la configuración óptima, aunque han de ser validados por ensayos experimentales.

La elaboración del modelo se puede esquematizar en las siguientes fases:

- 1) Análisis del fenómeno o fenómenos físicos a representar. En esta fase se determina el alcance del modelo ya que ni se puede ni suele ser necesario realizar un modelado de todos los sistemas del motor. En esta fase es importante determinar qué fenómenos físicos son relevantes y cuáles se pueden despreciar.
- 2) Elaboración del modelo físico. En esta fase se analizan los fenómenos a calcular, estableciendo las hipótesis simplificadoras. También se decide en función del objetivo del modelo cuáles son las magnitudes de entrada y de salida del mismo.
- 3) Elaboración del modelo matemático. En función de las hipótesis establecidas se han de obtener las ecuaciones que representan el fenómeno físico y establecer el método de resolución de las mismas.
- 4) Elaboración del modelo numérico. En la última fase se realiza la programación de la resolución de las ecuaciones del modelo matemático. También es importante la integración

del programa informático en un entorno que permita la introducción de datos (preproceso) y la explotación de los resultados (postproceso) [42].

3.2. Clasificación de modelos

Los modelos de motor se pueden clasificar según diferentes criterios. Estos criterios tienen que ver con el objetivo que se persigue al utilizar el modelo, el tipo de variables de entrada y de salida y las características del modelo en cuanto a las hipótesis adoptadas y la resolución de las ecuaciones resultantes.

Un primer criterio de clasificación es el sistema de motor que se pretende calcular. Se puede hablar así de modelos que resuelven el flujo de gases en el motor, modelos que calculan el proceso de renovación de la carga del motor o modelos que calculan el proceso de combustión en el interior de los cilindros. Generalmente, estos sistemas se pueden calcular de forma separada, aunque las variables de salida de unos pueden servir como variables de entrada en otros.

Los modelos se pueden clasificar también según los objetivos que se persiguen con el modelado. Habitualmente, los modelos se utilizan para predecir las prestaciones de un sistema de motor a partir de sus características geométricas y las condiciones de funcionamiento, hablándose en este caso de modelos predictivos. En otros casos, se pretende obtener información relevante del sistema modelado a partir de datos experimentales, hablándose en este caso de modelos de diagnóstico ya que permiten evaluar y analizar un resultado experimental. También se pueden elaborar modelos que produzcan como variable de salida una característica geométrica o de funcionamiento que debe cumplir para alcanzar unas determinadas prestaciones. Se habla en este caso de modelos de diseño o de prediseño.

En relación a cómo se tiene en cuenta la variación temporal de las magnitudes se distinguen los siguientes tipos de modelo:

- Estacionarios: no tienen en cuenta variaciones de las propiedades físicas o de las variables de entrada del modelo en función del tiempo.
- Cuasiestacionarios: no tienen en cuenta las variaciones de las propiedades físicas en función del tiempo, pero sí en las variables de entrada del modelo. De esta manera se pueden obtener resultados variables en el tiempo como una sucesión de estados estacionarios.
- Transitorios: Estos modelos tienen en cuenta las variaciones en función del tiempo de las propiedades a calcular. Aparecerán términos con derivadas totales o parciales en función del tiempo.

En relación a la representación espacial de los fenómenos físicos se pueden distinguir los siguientes modelos:

- No dimensionales o cerodimensionales (0D): Son los modelos en los que no existe ninguna resolución espacial ni las dimensiones del sistema a calcular son tenidas en cuenta.
- Cuasidimensionales: Son modelos en los que se considera alguna dimensión característica del sistema físico, aunque no existe una resolución espacial estrictamente hablando.
- Unidimensionales (1D): Son modelos en los que existe resolución espacial en una de las variables espaciales. En estos modelos aparecen términos en las ecuaciones con derivadas en función de la variable espacial predominante.
- Multidimensionales, que a su vez pueden ser bidimensionales (2D) o tridimensionales (3D). Se consideran las variaciones de las propiedades del sistema en dos o tres variables espaciales [43].

La clasificación de nuestro modelo del motor es la siguiente:

- Motor como sistema: El sistema, que en este caso es el motor íntegro, está formado por el acople de distintos subsistemas que se detallarán más adelante. Cada subsistema emplea como variables de entrada las variables de salida de otros subsistemas.
- Predictivo: La misión del algoritmo es la de predecir las prestaciones del motor. Cuantas más variables de entrada, datos experimentales y nodos haya, aumentaremos la precisión del modelo. Estamos ante un modelo predictivo.
- Cuasidimensional: El algoritmo requiere de dimensiones tales como la cilindrada, levantamientos y diámetro de válvulas de admisión y escape, diámetro de la restricción o número de cilindros.
- Transitorio: La discretización que se hará divide el ciclo en nodos. Cada nodo tiene asociado un ángulo de cigüeñal. El tiempo transcurrido entre dos nodos depende de las revoluciones por minuto del motor y del número de nodos. Dicha dependencia le confiere el carácter transitorio.

3.3. Introducción al modelo

El algoritmo desarrollado simula un modelo predictivo cuyo objetivo es el cálculo de las actuaciones del motor Honda CBR 600 RR. Para ello utilizamos la información de los parámetros que describen su funcionamiento (parámetros geométricos del motor, principios termodinámicos, propiedades de los fluidos puestos en juego, datos experimentales, condiciones de funcionamiento, etc...) y creamos con ella un algoritmo que, manejando toda esa información, represente con la máxima fidelidad posible el comportamiento del motor.

La herramienta utilizada para el modelado es el software matemático MATLAB. MATLAB está basado en cálculo algebraico discreto, por lo que, para implementar el modelo, tenemos que discretizar las ecuaciones diferenciales envueltas en el proceso.

Para discretizar, es necesario dividir el ciclo termodinámico en intervalos por medio de nodos. Cada nodo representa un ángulo de giro de cigüeñal y lleva asociado a él una serie de propiedades referentes al estado del fluido dentro del volumen de control (interior del cilindro) y su interacción con la frontera. Estas propiedades se calculan para cada nodo a partir de las del nodo anterior mediante iteraciones.

Una vez calculadas todas las propiedades en cada nodo para un ciclo completo, y asegurándonos de que los datos convergen, trataremos los datos obtenidos para extraer información relevante de ellos.

3.4. Hipótesis del Modelo

Las hipótesis se toman en este modelo con el fin de simplificar el algoritmo y llevarlo a un grado de complejidad asumible para que el coste computacional no sea muy elevado. Las hipótesis son las siguientes:

- Simulación del aire como mezcla perfecta de gases ideales compuesta por dos tipos de gases: gases frescos (mezcla de aire compuesto de oxígeno y nitrógeno y combustible vaporizado) y productos de la combustión completa: Así se pueden hallar los valores medios de las propiedades del aire, como entalpías, pesos moleculares, calores específicos, etc.
- En todo momento la mezcla de gases está en equilibrio (misma T y P). La homogeneidad de la presión puede ser una buena aproximación, pero no la homogeneidad de la temperatura, especialmente cuando ocurre la combustión, pues gases frescos y productos están a diferentes temperaturas. Simulación de combustión progresiva con ley de avance de la reacción independiente a las condiciones del sistema. Aporte externo de calor equivalente a la tasa de combustión.
- Simulación de las pérdidas de calor mediante modelo experimental con coeficiente de convección global, el cual también incluye las pérdidas térmicas por radiación. La temperatura de las paredes del cilindro y del pistón se suponen a una temperatura T_w de 160°C.
- Modelo del perfil angular de apertura y cierre de válvulas basado en la ley de aceleraciones constante.
- Suponemos las presiones en los colectores de admisión y escape constantes (salvo efectos de corrección de efecto de ondas gracias al parámetro empírico FP).
- Aproximación de los coeficientes de pérdidas en la restricción.
- Suposición de la temperatura del aire en los puertos de admisión en función del régimen de giro, a menor régimen de giro, mayor temperatura de residencia de los gases frescos en el colector de admisión por su tiempo de residencia en ella.

- Calores específicos a presión constante y entalpías dependientes de la temperatura y composición de la mezcla.

3.5. Ecuaciones empleadas en el algoritmo

El algoritmo necesita en cada iteración las propiedades del fluido dentro del volumen de control y las ecuaciones que relacionen esas propiedades. Las propiedades que calculamos para cada nodo son: Presión P , volumen V , área de las paredes del cilindro A , temperatura T , masa en el interior del cilindro m , flujo másico de entrada \dot{m}_{adm} , flujo másico de salida \dot{m}_{esc} , fracción de gases quemados χ_q y ángulo de giro de cigüeñal α .

Vamos a organizar todas las ecuaciones que vamos a utilizar en el algoritmo:

- Para hallar la presión P y la temperatura T en el interior del cilindro empleamos tres expresiones:
 - Primer principio de la termodinámica

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} - P \frac{dV}{dt} + \sum_e \dot{m}_e (h_{T,e}) - \sum_s \dot{m}_s (h_{T,s})$$

- Ley de los gases ideales en forma diferencial

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dR_g}{R_g} + \frac{dT}{T}$$

La unión de las expresiones 1) y 2) se desarrolla en el Anexo 1 matemáticamente. El resultado nos da la ecuación principal del algoritmo:

$$dP = \frac{\gamma - 1}{V} (dQ + dm_e (h_{T,e} - h) - dm_s (h_{T,s} + h)) + P \left(\gamma \left(\frac{dm}{m} - \frac{dV}{V} \right) - \frac{d(PM)}{PM} \right)$$

- Ley de los gases ideales

$$PV = mR_g T$$

- Tanto el volumen V , el área A como el ángulo de giro de cigüeñal α son parámetros que ya están determinados para los 720° que dura el ciclo por la configuración geométrica del motor y por tanto, son datos que sabremos en cada nodo.

$$V(\alpha, \lambda) = V_{min} + \frac{\pi D^2 y(\alpha, \lambda)}{4} = V_{min} + q \frac{y(\alpha, \lambda)}{l}$$

$$A(\alpha, \lambda) = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4 V(\alpha, \lambda)}{D}$$

- Los gastos másicos a la entrada y salida del volumen de control a través de las válvulas se rigen por las siguientes expresiones:

$$\dot{m}_{adm} = \frac{C_D A_R P_{adm}}{(R_{g_adm} T_{adm})^{1/2}} \left(\frac{P}{P_{adm}}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P}{P_{adm}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2}$$

$$\dot{m}_{esc} = \frac{C_D A_R P}{(R_g T)^{1/2}} \left(\frac{P_{esc}}{P}\right)^{1/\gamma} \left\{ \frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{P_{esc}}{P}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right\}^{1/2}$$

Dependen del coeficiente de descarga C_D y el área de referencia que en este caso es el área de cortina que abren las válvulas, ambos determinados para todo el ciclo por la ley de aceleraciones constantes. Las presiones en los colectores de admisión P_{adm} y de escape P_{esc} también los conocemos.

- La masa en el interior del cilindro m se calcula haciendo balance de masa en el volumen de control con un paso de tiempo Δt que dependerá del intervalo temporal (proporcional al intervalo angular e inversamente proporcional al régimen de giro) entre nodos:

$$m = \dot{m}_{adm} \Delta t - \dot{m}_{esc} \Delta t$$

- Adicionalmente, necesitamos conocer las propiedades del fluido dentro del volumen de control y del fluido entrante y saliente del mismo. Las propiedades de cada componente que conforma el fluido de trabajo están tabuladas y son función de la temperatura. Para calcular las propiedades del conjunto de componentes, debemos también, saber la composición del fluido en todo momento. Necesitaremos saber la masa total m y su proporción de gases quemados χ_q .

Por tanto las propiedades del fluido a conocer son la entalpía h , el coeficiente de dilatación adiabática γ , el calor específico a presión constante C_p y la constante específica del gas R_g .

$$h(\chi_q, T), \gamma(\chi_q, T), C_p(\chi_q, T), R_g(\chi_q)$$

Tan solo nos falta determinar la aportación de calor del combustible y el calor que se pierde por convección y radiación a través de las paredes del cilindro para tener el sistema completamente definido y que el algoritmo sea capaz de iterar calculando progresivamente todas las variables.

- Aportación de calor de combustible

La masa de combustible encerrada en el cilindro m_{comb} depende proporcionalmente de la masa de gases frescos que ha admitido el motor en la carrera de admisión. El poder calorífico inferior PCI es un dato y la fracción de combustible quemado es función de parámetros conocidos y el ángulo de giro del cigüeñal.

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = m_{comb} PCI \frac{dx_q}{dt}$$

$$x_q = 1 - \exp\left[-a\left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta}\right)^{m+1}\right]$$

- Pérdidas por convección y radiación

Dependen de parámetros geométricos conocidos como el área del volumen de control A o el diámetro del pistón, la conductividad térmica del gas k , la temperatura de paredes del cilindro T_w (supuesta), el diámetro del pistón D , el número de Reynolds basado en la velocidad media del pistón y el diámetro y parámetros de ajuste experimentales a , b y c .

$$\frac{dQ_{conv}}{dt} = A \frac{ak}{D} (Re)^b (T - T_w) + c(T^4 - T_w^4)$$

3.6. Discretización

Una vez hemos reunido las ecuaciones que entran en juego en el algoritmo, es hora de discretizarlas y definir un sistema de ecuaciones que, con las propiedades del fluido dentro del cilindro en un instante determinado t (nodo i), seamos capaces de calcular las propiedades en el instante $t + \Delta t$ (nodo $i + 1$).

Se define $\Delta\alpha$ como el paso de integración o intervalo angular de discretización. Usando este paso de integración, se discretizarán las ecuaciones diferenciales que aparecen en las ecuaciones mediante diferencias finitas progresivas (esquema de discretización de Euler progresivo). Así, para una variable f cualquiera, la discretización de las derivadas de primer orden evaluadas en el punto α_i quedarían como:

$$\left(\frac{\delta f}{\delta\alpha}\right)_{\alpha_i} = \frac{f(\alpha_{i+1}) - f(\alpha_i)}{\Delta\alpha}$$

Las discretizaciones no dan el valor exacto de la derivada, y por tanto tienen asociadas un error denominado error de truncamiento $O(\Delta\alpha)$ (véase Figura 41):

$$O(\Delta\alpha) = -\frac{\Delta\alpha}{2} \left(\frac{\delta^2 f}{\delta^2\alpha}\right)_{\alpha_i} - \frac{(\Delta\alpha)^2}{3!} \left(\frac{\delta^3 f}{\delta^3\alpha}\right)_{\alpha_i} - \frac{(\Delta\alpha)^3}{4!} \left(\frac{\delta^4 f}{\delta^4\alpha}\right)_{\alpha_i} + \dots$$

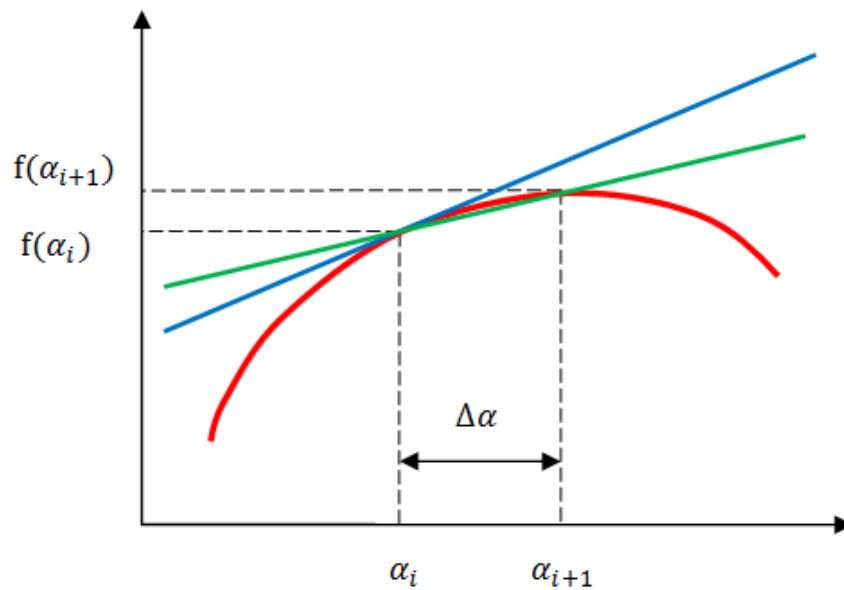


Figura 41 - Ilustración del error de truncamiento al discretizar una derivada de primer orden mediante diferencias finitas progresivas. En azul la derivada exacta de la función en el punto i , en verde la aproximación.

Cuando menor sea el incremento $\Delta\alpha$, o lo que es lo mismo, cuantos más nodos conformen el ciclo, mayor será la precisión al disminuir el error de truncamiento.

La magnitud del paso de integración y el número de pasos dependen del número de nodos que dividen el rango del ángulo de giro del cigüeñal.

$$\Delta\alpha[^{\circ}] = \frac{720^{\circ}}{n^{\circ} \text{ nodos}}$$

Para las magnitudes expresadas en forma de tasa temporal, el incremento de tiempo asociado al paso de integración es:

$$\Delta t[s] = \Delta\alpha[^{\circ}] * \frac{\pi \text{ rad}}{180^{\circ} \cdot \omega(\frac{\text{rad}}{s})}$$

Aplicamos la discretización a la ecuación diferencial principal que vamos a utilizar en el modelo (para mejor visualización de la ecuación, hacemos referencia al nodo en el superíndice de los términos):

$$p^{i+1} - p^i = \frac{\gamma^i - 1}{V^i} \left(\Delta Q + (m_e^{i+1} - m_e^i)(h_{T,e}^i - h^i) - (m_s^{i+1} - m_s^i)(h_{T,s}^i + h^i) \right) + p^i \left(\gamma^i \left(\frac{m^{i+1} - m^i}{m^i} - \frac{V^{i+1} - V^i}{V^i} \right) - \frac{PM^{i+1} - PM^i}{PM^i} \right)$$

Despejamos la presión en el nodo $i + 1$ para dejarla en función de términos del nodo anterior i y del nodo $i + 1$ pero calculables durante el nodo i :

$$P^{i+1} = \frac{\gamma^i - 1}{V^i} \left(\Delta Q + (m_e^{i+1} - m_e^i)(h_{T,e}^i - h^i) - (m_s^{i+1} - m_s^i)(h_{T,s}^i + h^i) \right) + P^i \left(\gamma^i \left(\frac{m^{i+1} - m^i}{m^i} - \frac{V^{i+1} - V^i}{V^i} \right) - \frac{PM^{i+1} - PM^i}{PM^i} + 1 \right)$$

Discretizamos también el resto de ecuaciones:

- Ley de los gases ideales:

$$P^i V^i = m^i R_g^i T^i$$

- Volumen V y área A :

$$V^i = V_{min} + \frac{\pi D^2 y^i}{4} = V_{min} + q \frac{y^i}{l}$$

$$A^i = \frac{\pi D^2}{2} + \frac{4 V^i}{D}$$

- Gastos másicos a la entrada y salida del volumen de control a través de las válvulas:

$$\dot{m}_{adm}^i = \frac{C_D A_R P_{adm}}{(R_{g_adm} T_{adm})^{1/2}} \left(\frac{P^i}{P_{adm}} \right)^{1/\gamma^i} \left\{ \frac{2\gamma^i}{\gamma^i - 1} \left[1 - \left(\frac{P}{P_{adm}} \right)^{(\gamma^i - 1)/\gamma^i} \right] \right\}^{1/2}$$

$$\dot{m}_{esc}^i = \frac{C_D A_R P^i}{(R_g^i T^i)^{1/2}} \left(\frac{P_{esc}}{P^i} \right)^{1/\gamma^i} \left\{ \frac{2\gamma^i}{\gamma^i - 1} \left[1 - \left(\frac{P_{esc}}{P^i} \right)^{(\gamma^i - 1)/\gamma^i} \right] \right\}^{1/2}$$

- Masa en el interior del cilindro m :

$$m^{i+1} = \dot{m}_{adm}^i \Delta t - \dot{m}_{esc}^i \Delta t$$

- Aportación de calor de combustible:

$$\Delta Q_{comb} = m_{comb} PCI dx_q$$

$$dx_q = x_q^{i+1} - x_q^i$$

$$x_q^i = 1 - \exp \left[-a \left(\frac{\alpha^i - \alpha_{AE}}{\alpha_{comb}} \right)^{m+1} \right]$$

- Pérdidas por convección y radiación:

$$\Delta Q_{conv} = \Delta t \left[A^i \frac{ak}{D} (Re^i)^b (T^i - T_w) + c((T^i)^4 - T_w^4) \right]$$

3.7. Diagrama de flujo

La programación del modelo se ha dividido en bloques o subsistemas. Cada subsistema tiene el objetivo de transformar unos datos de entrada en datos de salida que serán utilizados por el siguiente bloque. En cada iteración se recorre el diagrama de flujo íntegro. Esta estructura (Figura 42) permite una mejor organización en la que cada subsistema tiene una función específica:

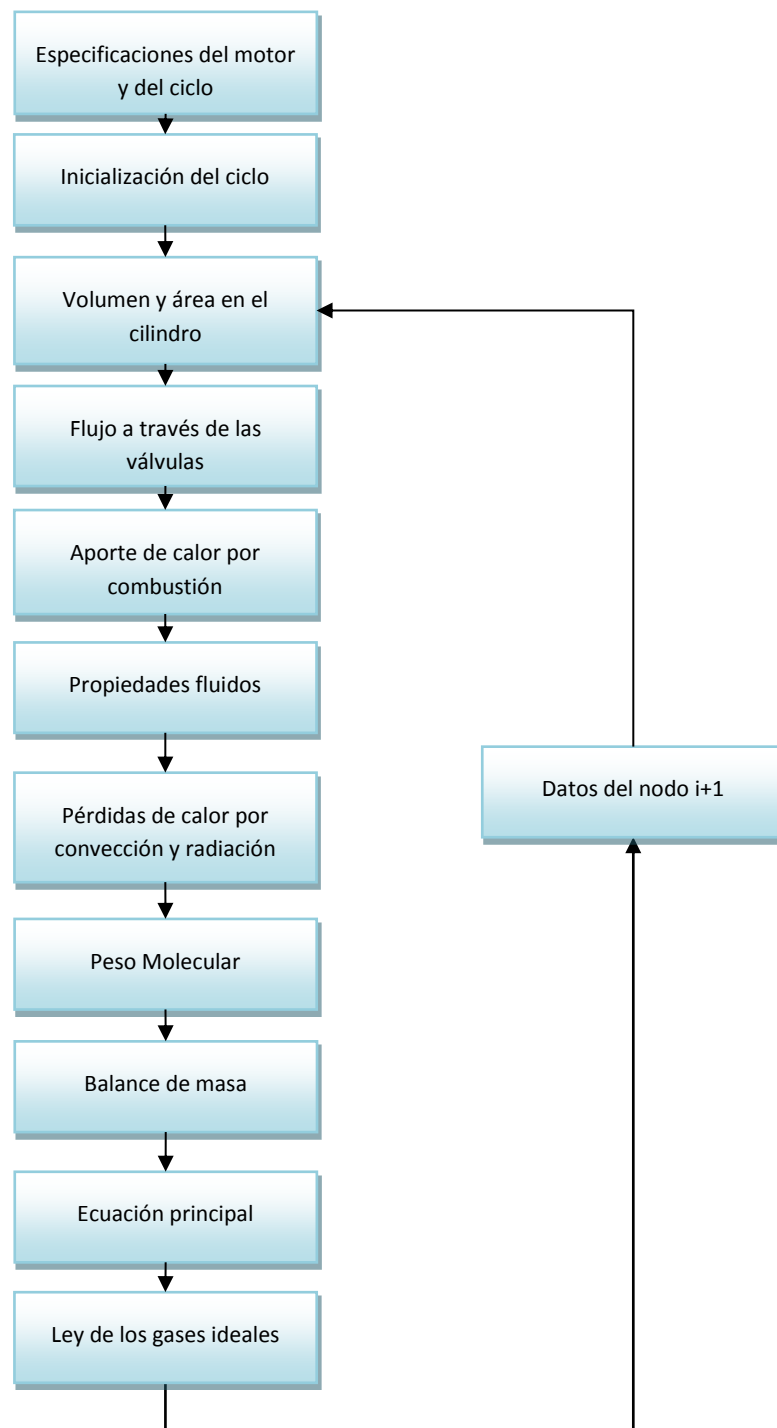


Figura 42 - Diagrama de subsistemas del modelo

3.7.1 Inicio de la simulación

El arranque del programa se inicia desde el primer nodo y a partir de él, el algoritmo comenzará a iterar nodo a nodo hasta cumplir con el criterio de convergencia impuesto. En ese primer nodo debemos introducir unos datos de partida. Para una convergencia más rápida, es conveniente que esos datos de partida que introducimos sean coherentes a la situación del

ciclo a la que asociamos dicho nodo. Por esto hemos elegido como punto de inicio del ciclo un ángulo de giro de cigüeñal equivalente a 10° tras el RCA, $\alpha = 224^\circ$. La composición estimada del gas dentro del cilindro en ese punto es una mezcla de aire fresco y combustible, a una presión $P = 120000 \text{ Pa}$ y temperatura $T = 160^\circ\text{C}$. El volumen en el nodo inicial lo calcula el algoritmo a partir de α y junto con la constante del gas R_g tenemos los datos necesarios para el arranque del programa.

3.7.2 Criterio de convergencia

El programa calcula iterativamente los datos para cada nodo hasta cumplir un criterio de convergencia que establezcamos. El algoritmo calcula los datos en los nodos que ocupan los 720° de un ciclo, pero si no se cumple con el criterio de convergencia cada vez que se completa un ciclo entero se seguirán iterando ciclos completos hasta cumplir con el criterio:

$$\left| \frac{m^i - m^{i-n^\circ \text{ nodos}}}{m^{i-n^\circ \text{ nodos}}} \right| \text{ y } \left| \frac{m_q^i - m_q^{i-n^\circ \text{ nodos}}}{m_q^{i-n^\circ \text{ nodos}}} \right| < 10^{-6}$$

El subíndice i hace referencia al nodo actual y el subíndice $i - n^\circ \text{ nodos}$ se refiere a las propiedades en el mismo ángulo de giro de cigüeñal, α^i calculadas 720° antes (es decir en la misma posición del ciclo anterior). En la Figura 43 vemos el registro de la presión para cuatro ciclos completos hasta que converge.

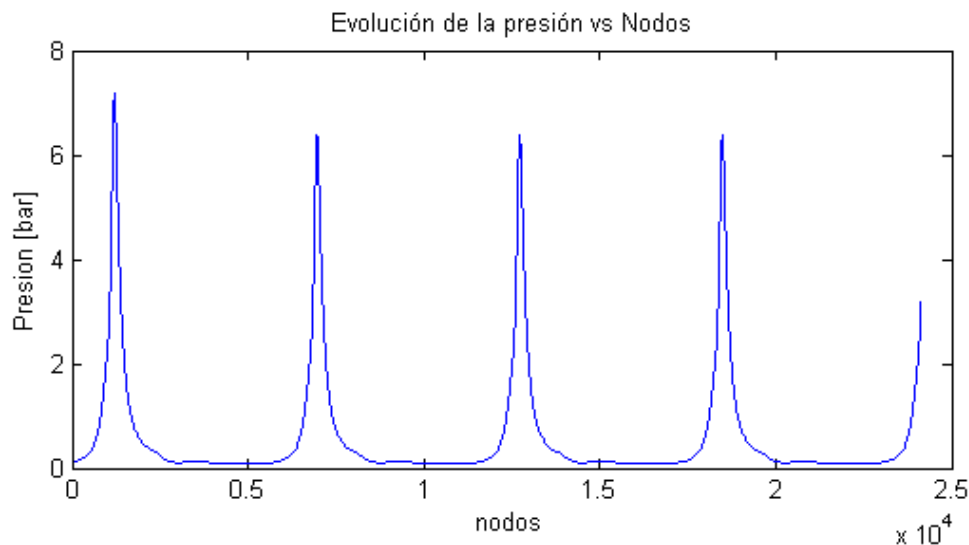


Figura 43 - Evolución de la presión a lo largo de las iteraciones para simulación a 10000 rpm desprovisto de restricción

4. Actuaciones del Motor

4.1. Introducción

Se conocen como actuaciones a las características operativas del motor. Suelen ser de interés la potencia, el par, el consumo específico, las emisiones contaminantes y el ruido, aunque otras características del motor pueden interesar, como pudiera ser el nivel de vibraciones, la temperatura de escape, el caudal de gases trasegado, el consumo de aceite, etc.

Las actuaciones o prestaciones se representan por medio de sus respectivas curvas características en régimen estacionario y con el motor caliente. Son unos gráficos que generalmente representan la variable de interés como función del régimen de giro, formando una curva característica.

Las curvas características suelen estar comprendidas entre:

- Un régimen máximo dado por la resistencia estructural del motor.
- Un régimen mínimo dado por la estabilidad de marcha, generalmente a ralentí.

4.1.1 Curvas características a plena carga

Entre las curvas características más representativas, y por tanto de uso frecuente, se encuentran las de par (o PME), potencia y consumo específico en función del número de revoluciones a plena carga, que suministran una valiosa información sobre el máximo par y la máxima potencia que puede desarrollar el motor en cada régimen, así como el consumo específico en dichas condiciones (véase Figura 44).

Para realizar los ensayos a plena carga, se mantiene completamente abierta la mariposa del acelerador, obteniéndose, al variar el número de revoluciones, las curvas características.

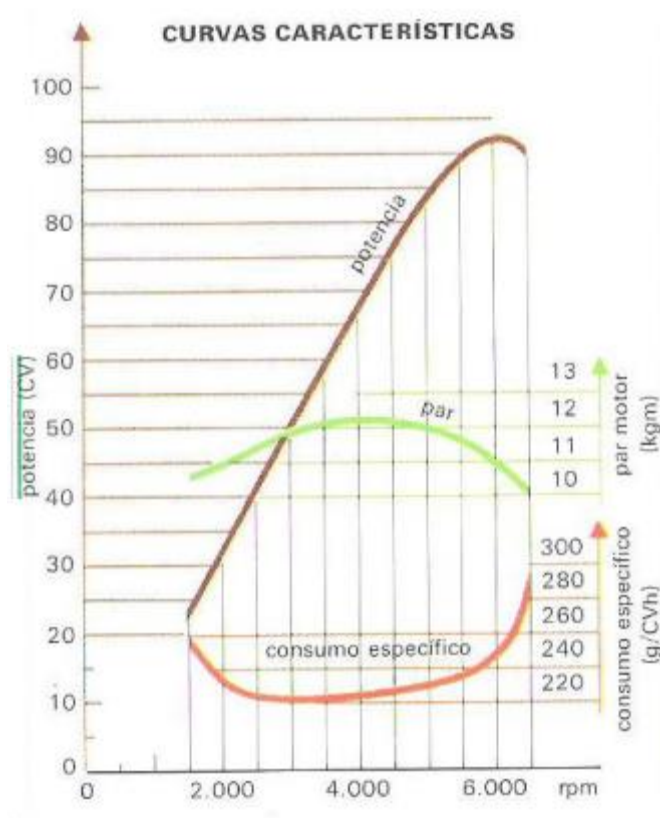


Figura 44 - Curvas de potencia, par motor y consumo específico de un coche de cilindrada media en función del número de revoluciones por minuto [44]

4.1.2 Curvas características a carga parcial

Para conocer el comportamiento del motor en los diferentes estados de funcionamiento, se representan los parámetros más significativos del motor, para cada número de revoluciones, en función de la carga. La carga viene determinada de varias maneras, siendo frecuente que venga dada por la apertura de la mariposa en motores de gasolina. Sin embargo es más representativo y propio el que venga dada por un porcentaje de la potencia máxima o del par máximo o de la presión atmosférica en el colector de admisión, etc.

La información obtenida en los ensayos a cargas parciales se puede representar como curvas de nivel a lo largo de las cuales es constante un parámetro determinado. Un ejemplo son las curvas de isoconsumo (Figura 45).

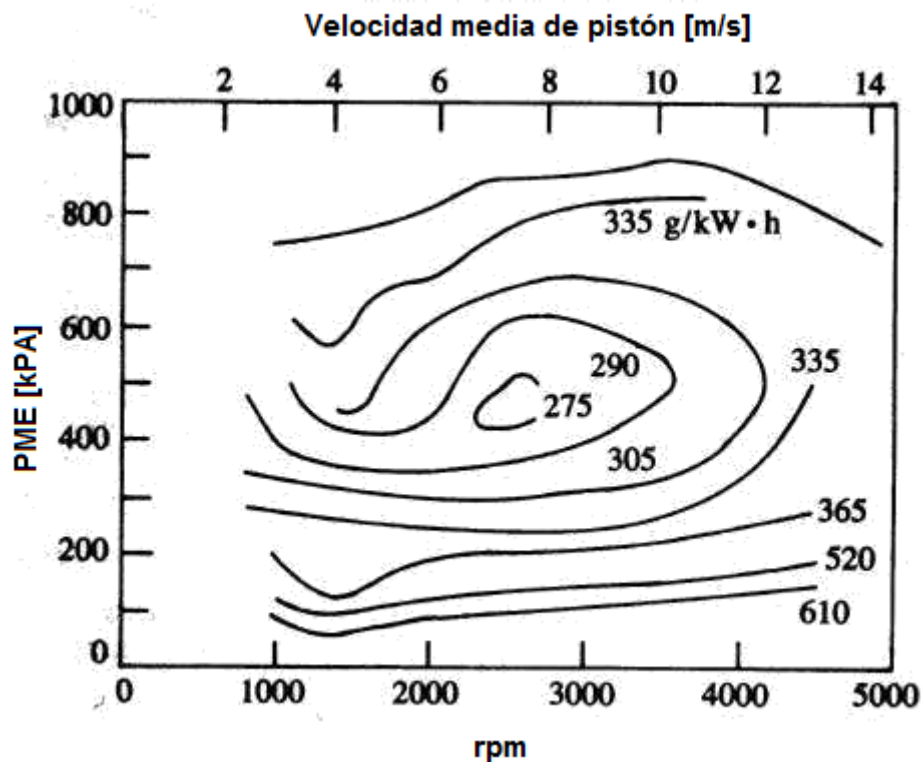


Figura 45 - Curvas de isoconsumo para un motor de ignición forzada de tetra cilíndrico de 2L de cilindrada [45]

4.2. Resultados

A continuación se presentan los resultados calculados con el programa desarrollado. En ellos veremos la predicción del comportamiento del motor tanto a plena carga como a carga parcial. También comprobaremos la influencia que tiene la restricción de aire como elemento limitador de la potencia y la acción de ondas y los efectos inerciales.

4.2.1 Análisis a plena carga

Analizamos el comportamiento del motor a plena carga a distintos regímenes de giro estudiando la variabilidad del sistema.

Recordamos el apartado 2.5.1 de este proyecto, en el que demostrábamos que el rendimiento volumétrico tiene una incidencia directa en las prestaciones del motor. Más concretamente, demostramos que el rendimiento volumétrico es directamente proporcional a la potencia. Nos apoyamos sobre esa demostración para confirmarlo ahora con resultados. En la Figura 46 tenemos la gráfica de rendimiento volumétrico global a plena carga (basado en la densidad atmosférica) para los distintos regímenes de giro del motor:

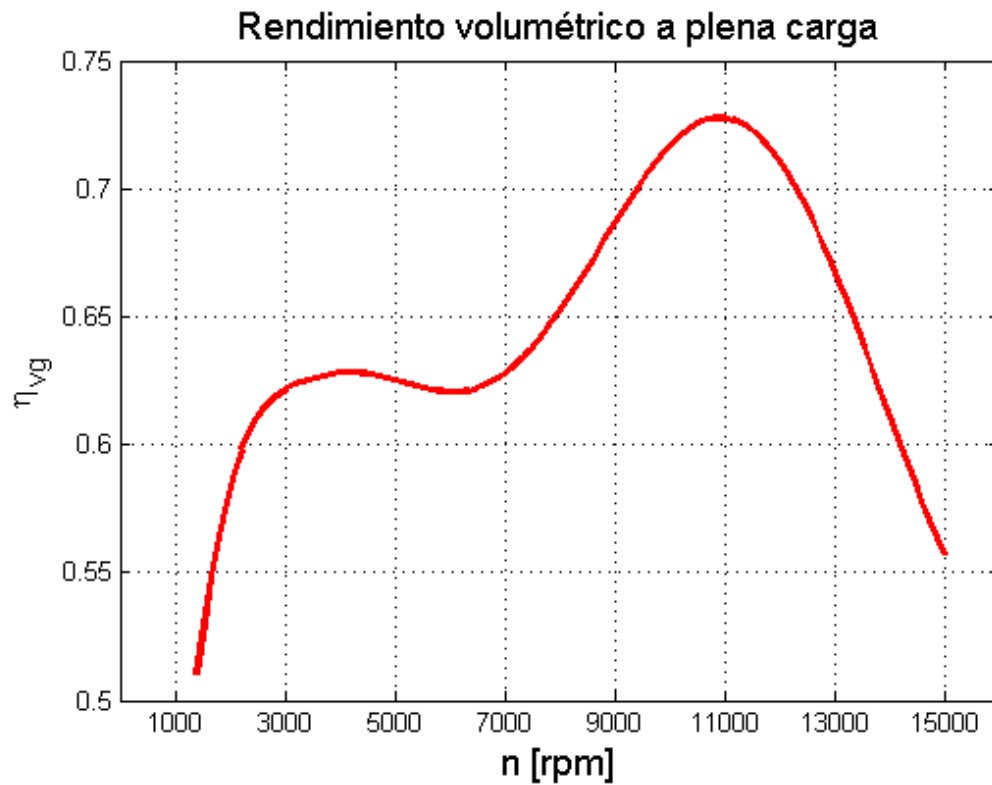


Figura 46 - Rendimiento volumétrico a plena carga en función del régimen de giro del motor

A 11000 rpm el rendimiento volumétrico se hace máximo. Esto quiere decir que a 11000 rpm el cilindro tiene la máxima capacidad de llenado de todo el régimen de funcionamiento.

Las temperaturas máximas son relativamente similares para los distintos regímenes (Figura 47) ya que en primera aproximación depende únicamente del dosado. A plena carga el dosado es el mismo ($F_R = 1.1$):

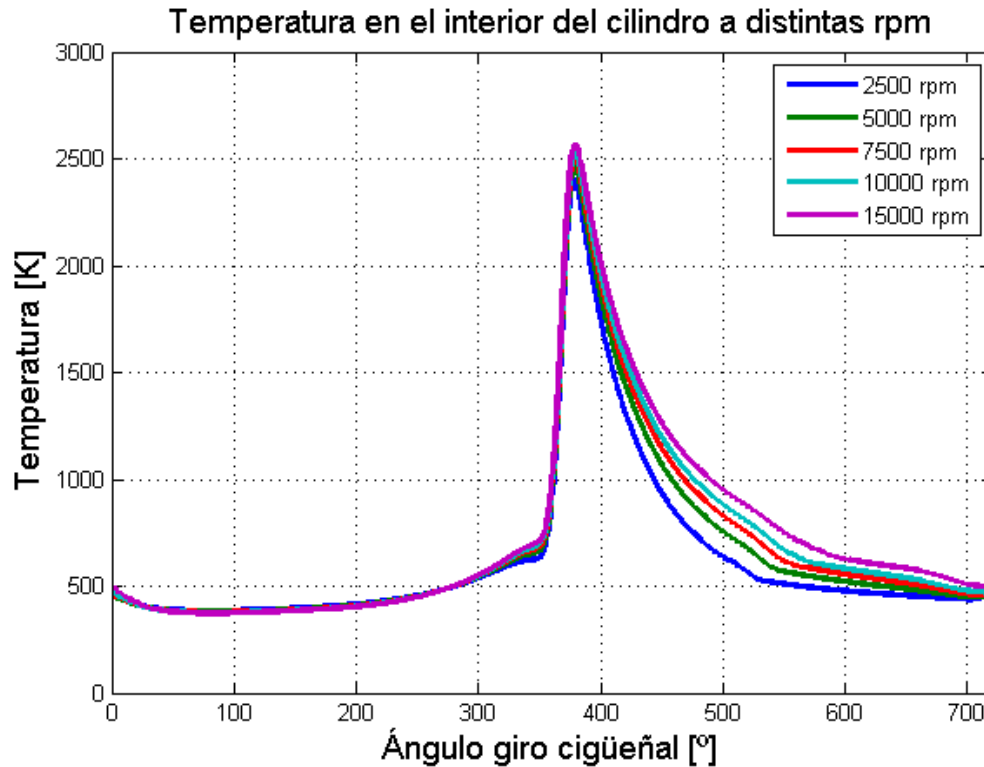


Figura 47 - Temperatura en el interior del cilindro a plena carga para varios regímenes en función del ángulo de giro del cigüeñal

A temperaturas similares, la presión alcanzada guarda proporcionalidad con la masa encerrada en el cilindro, luego a mayor rendimiento volumétrico a un determinado régimen, mayores presiones se alcanzarán (véase la Ley de Gases Ideales, Anexo 1).

Mostramos los diagramas PV para distintos regímenes de giro en ejes logarítmicos (Figura 48). Como comentamos, se guarda la relación entre rendimiento volumétrico global y el trabajo que realiza el sistema (área encerrada por el diagrama PV) por el mejor llenado (Figura 46).

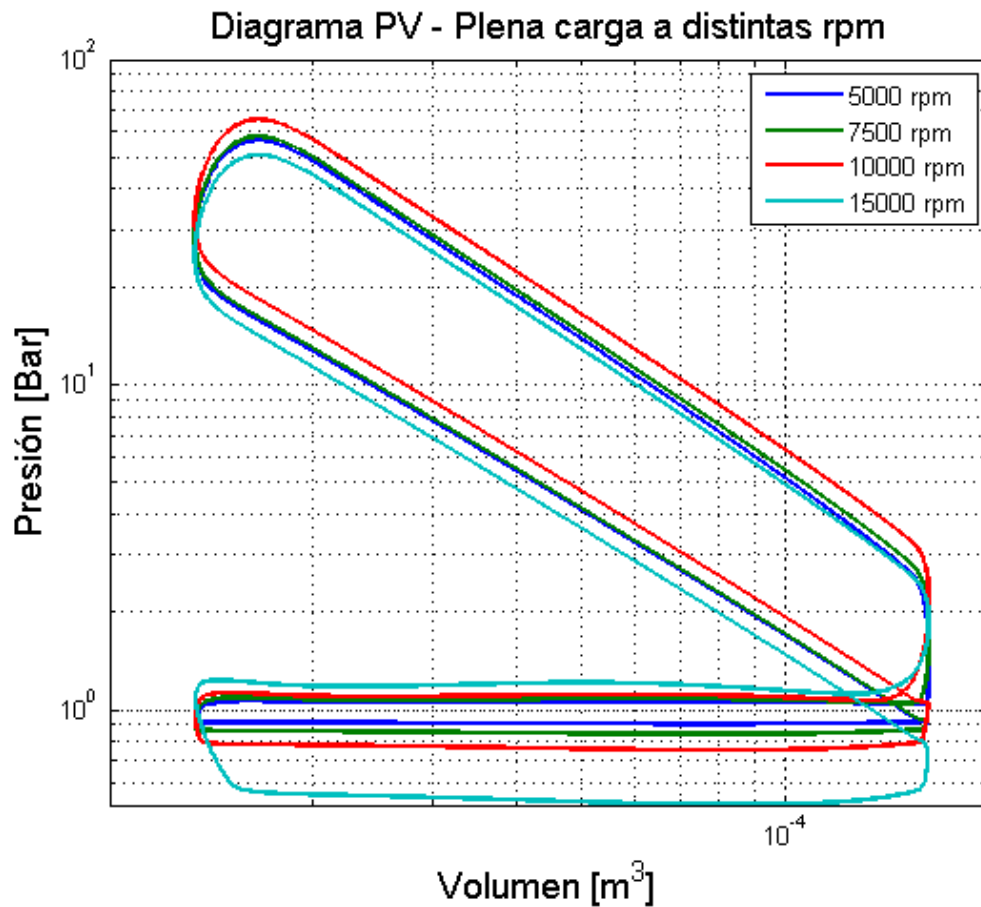


Figura 48 - Diagrama PV a plena carga para varios regímenes en ejes logarítmicos

El diagrama PV correspondiente a las 15000 rpm muestra un mayor trabajo de bombeo en el bucle de baja presión y un menor trabajo en el bucle de alta presión. Más allá de las 15000 rpm el rendimiento volumétrico decae de forma significativa, siendo un factor que delimita el límite de vueltas a las que puede girar el motor.

Análogo al diagrama PV, es el gráfico de presión en el interior del cilindro en función del ángulo de giro de cigüeñal para varios regímenes de giro (Figura 49). Insistimos en el efecto del rendimiento volumétrico, el cual es proporcional a la máxima presión alcanzada en el cilindro.

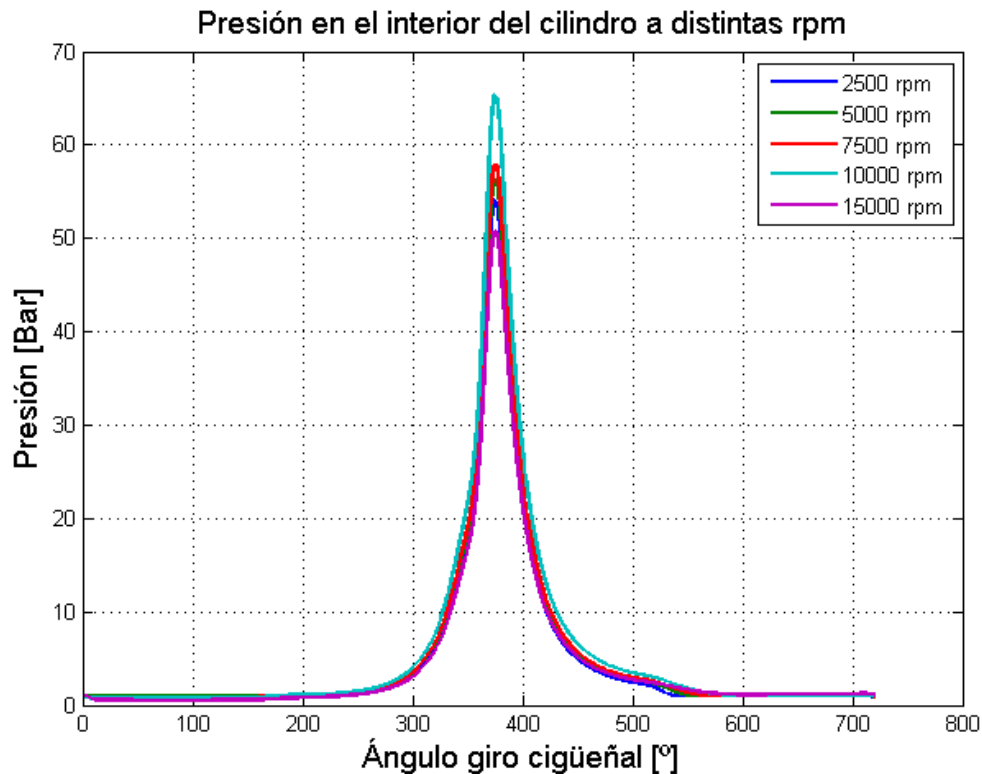


Figura 49 - Presión en el interior del cilindro a plena carga para varios regímenes en función del ángulo de giro del cigüeñal

Analizamos ahora el llenado y vaciado de los cilindros en las fases de admisión y escape respectivamente.

En la Figura 50 se grafica el flujo másico a través de las válvulas de admisión para un cilindro a distintos regímenes de giro en función del ángulo de giro del cigüeñal.

A lo largo del ángulo que están abiertas las válvulas de admisión, en dos ocasiones escapa fluido del cilindro:

- Las válvulas de admisión abren en el ángulo $\alpha = 699^\circ$, 21° antes de que el pistón alcance el PMS. La presión en el cilindro aún es mayor que en el colector de admisión y los gases escapan por los puertos de admisión. Además, el pistón ayuda a barrerlos hasta alcanzar el PMS. Por otro lado tenemos también las válvulas de escape abiertas hasta el ángulo $\alpha = 5^\circ$ (cruce de válvulas de $\alpha = 26^\circ$), haciendo que la inercia del fluido en el interior del cilindro barra los gases que entran por los puertos de admisión hacia el escape.

- Antes del cierre de las válvulas de admisión ($\alpha = 224^\circ$), vuelven a escapar gases del cilindro. En esa fase el pistón ya ha alcanzado el PMI y comienza a subir reduciendo el volumen en la cámara y forzando al fluido a salir hasta el completo cierre de las válvulas.

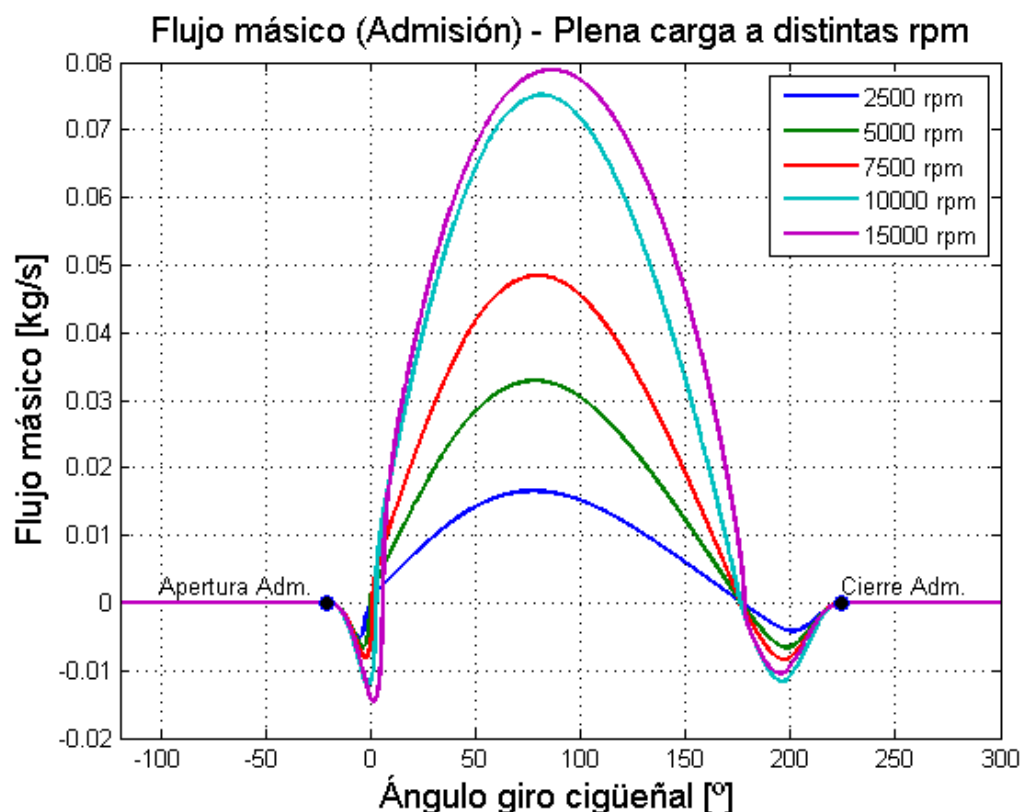


Figura 50 - Flujo másico de admisión a plena carga para varios regímenes en función del ángulo de giro del cigüeñal

En la etapa de escape (Figura 51), las válvulas se abren antes de que el cilindro expanda completamente hasta el PMI, lo cual es motivo de la subida importante del caudal de escape. La explicación es que aún la presión es alta en el interior del cilindro. Tras ello, gran parte de los gases han abandonado el cilindro y el volumen dentro del mismo es máximo, por eso el flujo descende momentáneamente. Tras superar el PMI, el pistón sube para barrer los gases quemados remanentes que aún permanecen en la cámara de combustión hasta el cierre de las válvulas.

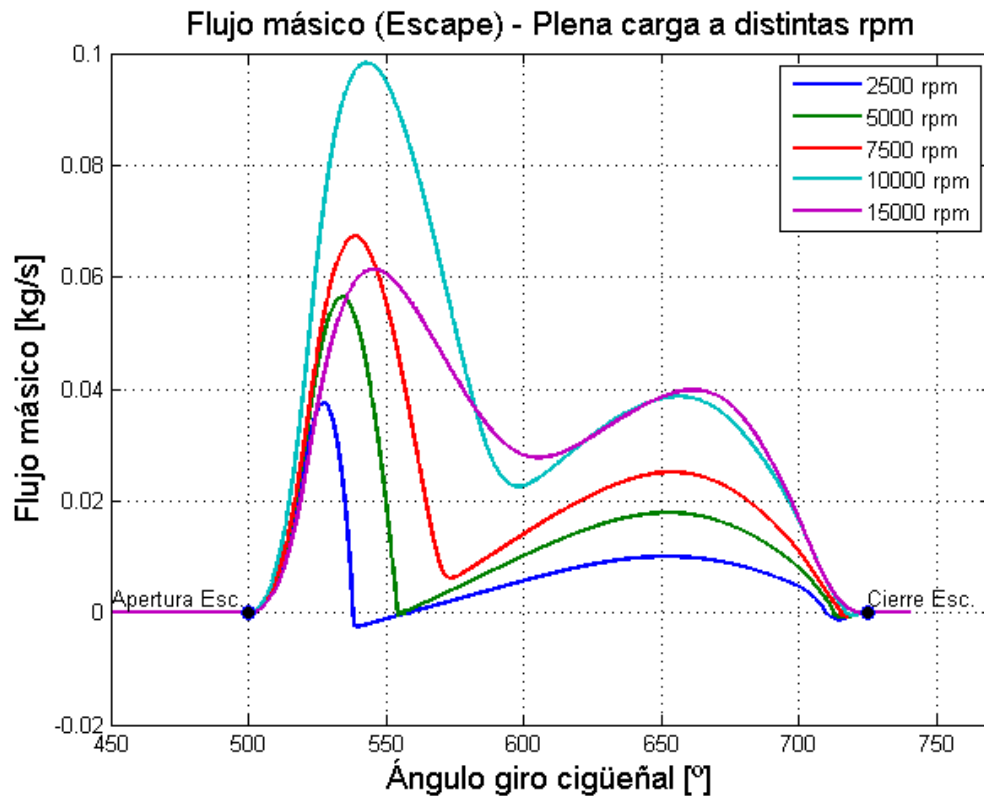


Figura 51 - Flujo másico de escape a plena carga para varios regímenes en función del ángulo de giro del cigüeñal

La combinación de los procesos de admisión y escape los vemos en la Figura 52, donde se registra la masa en el interior de un cilindro para todo el ciclo. Volvemos a ver la proporcionalidad con el rendimiento volumétrico.

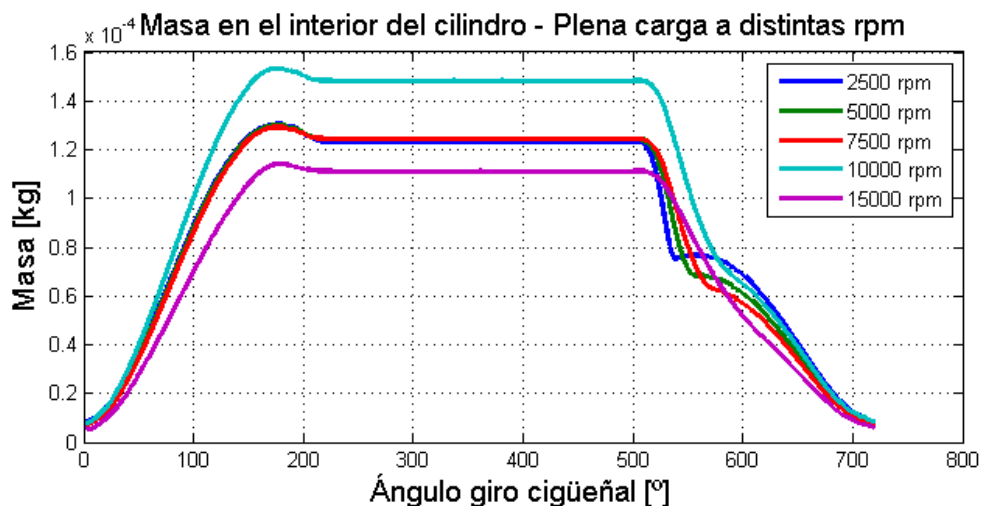


Figura 52 - Masa en el interior del cilindro a plena carga para varios regímenes en función del ángulo de giro del cigüeñal

4.2.2 Par y potencia a plena carga

Las curvas de potencia y par efectivos indican la evolución de ambas variables a plena carga en función de la velocidad de giro del cigüeñal con la mariposa completamente abierta. Por simplicidad las llamaremos Potencia y Par y son los disponibles en el eje de salida del motor.

No se contemplan los rendimientos mecánicos incluidos en los elementos externos al motor como embrague, caja de cambios, transmisión, diferencial y resto de acoplamientos.

La forma de la curva de par nos dice a qué velocidad de giro de cigüeñal tenemos más fuerza disponible. A mayor par, mejor aceleración tendremos. Es importante que el par sea relativamente constante para todo el régimen, de esta forma el comportamiento en aceleración será uniforme tanto a bajas como a altas vueltas.

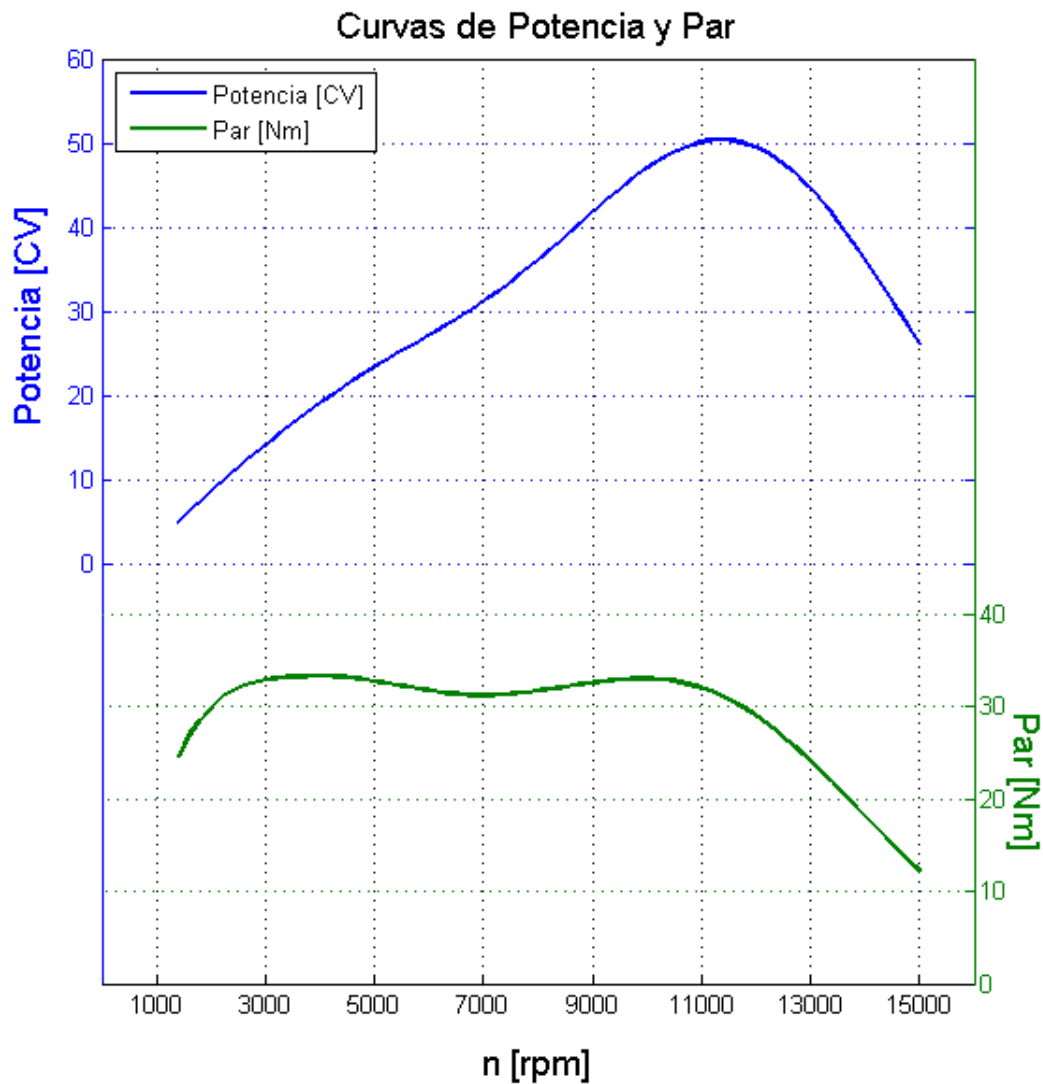


Figura 53 - Simulación de curvas de Potencia y Par a plena carga con restricción

En la Figura 53 observamos como el par se mantiene relativamente constante en el rango de 3000-10000 rpm. El par máximo está a 4010 rpm, con un valor de 33.25 Nm estando por encima de los 30 Nm desde las 2000 rpm hasta las 11700 rpm. Se desarrolla una potencia máxima de 50.34 CV a 11428 rpm.

4.2.3 Análisis a carga parcial

Cuando variamos la carga del motor, actuamos sobre una mariposa que hace disminuir la presión total en la entrada del colector de admisión. El grado de carga en nuestros resultados viene determinado por el porcentaje de presión total en el colector de admisión respecto a la presión total máxima alcanzable con la mariposa abierta.

La disminución de la presión total en el colector de admisión provoca una bajada del caudal de aire que aspira el motor respecto a condiciones de plena carga. La cantidad de combustible

que podemos quemar es menor, y pese a alcanzar temperaturas similares para los distintos grados de carga por mantener un dosado igual a carga parcial ($F_R = 1$) (Figura 54), la presión generada es proporcional a la masa que admiten los cilindros (Figura 55).

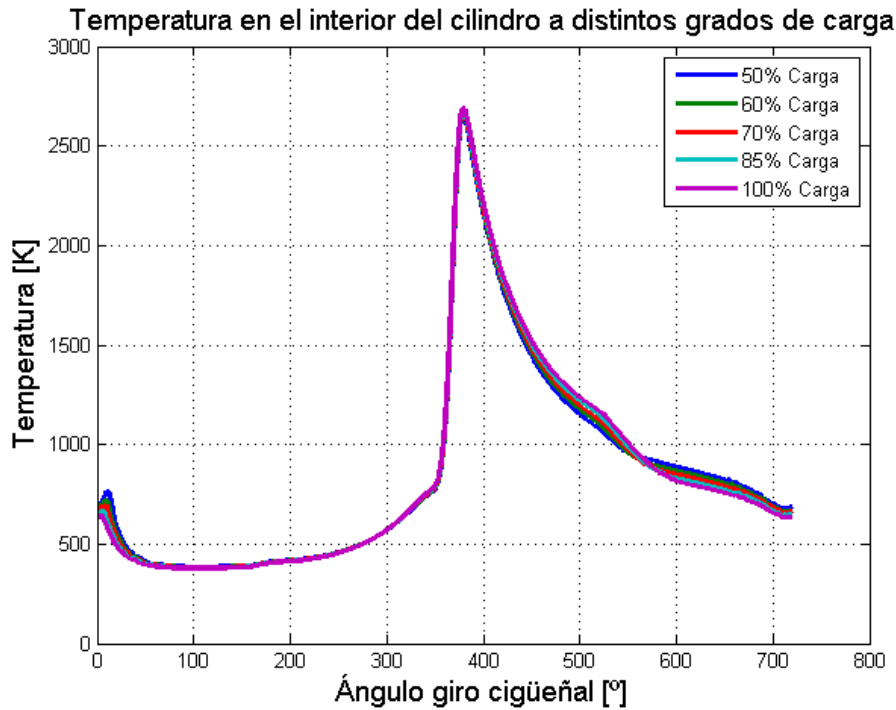


Figura 54 - Temperatura en el interior del cilindro a 11000 rpm para distintos grados de carga en función del ángulo de giro del cigüeñal

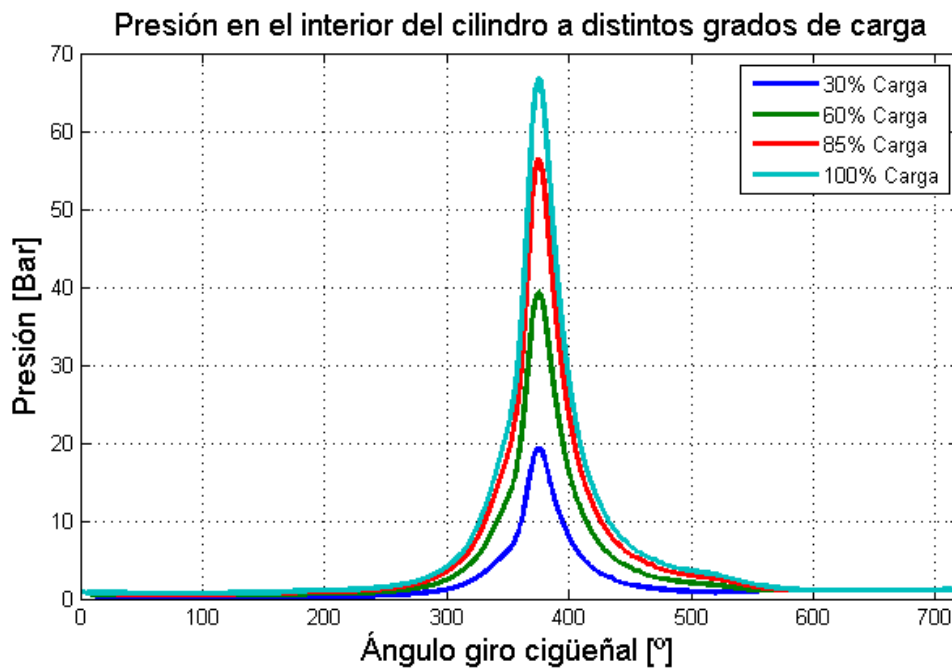


Figura 55 – Presión en el interior del cilindro a 11000 rpm para distintos grados de carga en función del ángulo de giro del cigüeñal

En el diagrama PV para distintos grados de carga a 11000 rpm (Figura 56) tenemos que conforme aumentamos la carga, el bucle de alta presión alcanza picos más altos, al contrario que el bucle de baja presión, el cual consume más trabajo de ciclo conforme menor es la carga. La carga determina por tanto la presión media del ciclo, es decir, el par del que disponemos para las distintas posiciones de la mariposa a cada régimen.

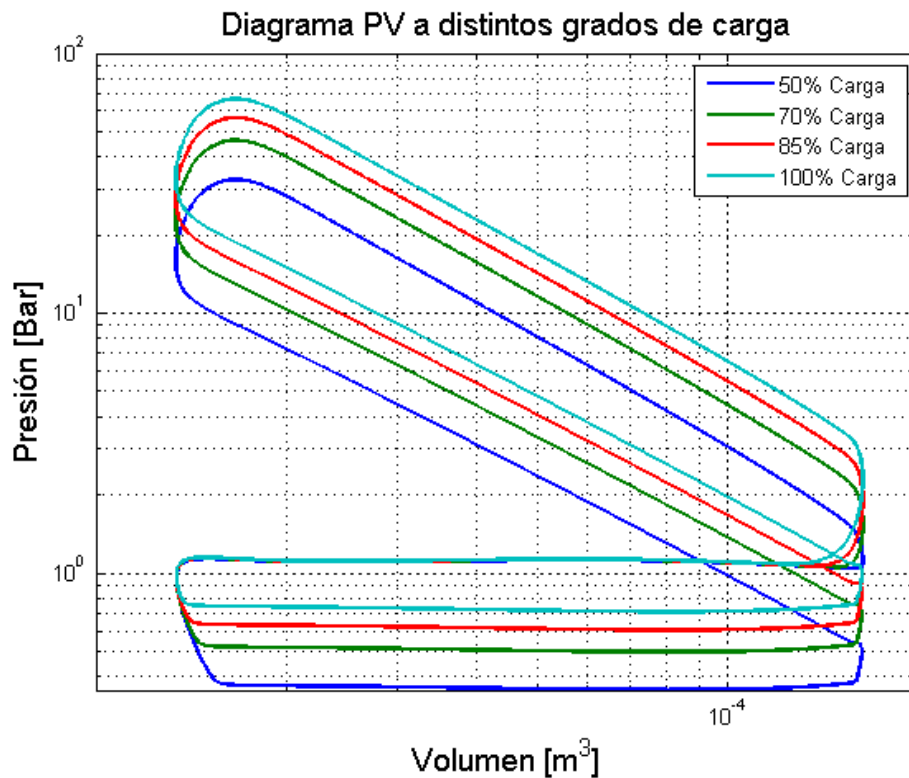


Figura 56 - Diagrama PV a 11000 rpm para distintos grados de carga en ejes logarítmicos

A distintos grados de carga, los flujos de admisión y escape son un espejo de aquellos a plena carga, con la salvedad de que estos son proporcionales a ellos. A menor carga, menos caudal másico.

Cabe destacar que con grados de carga bajos, hay mayor retardo en la admisión a la hora de la entrada de gases, pues la presión en el colector es baja y ocupa más ángulo que ésta se iguale y posteriormente supere la presión en el interior del cilindro.

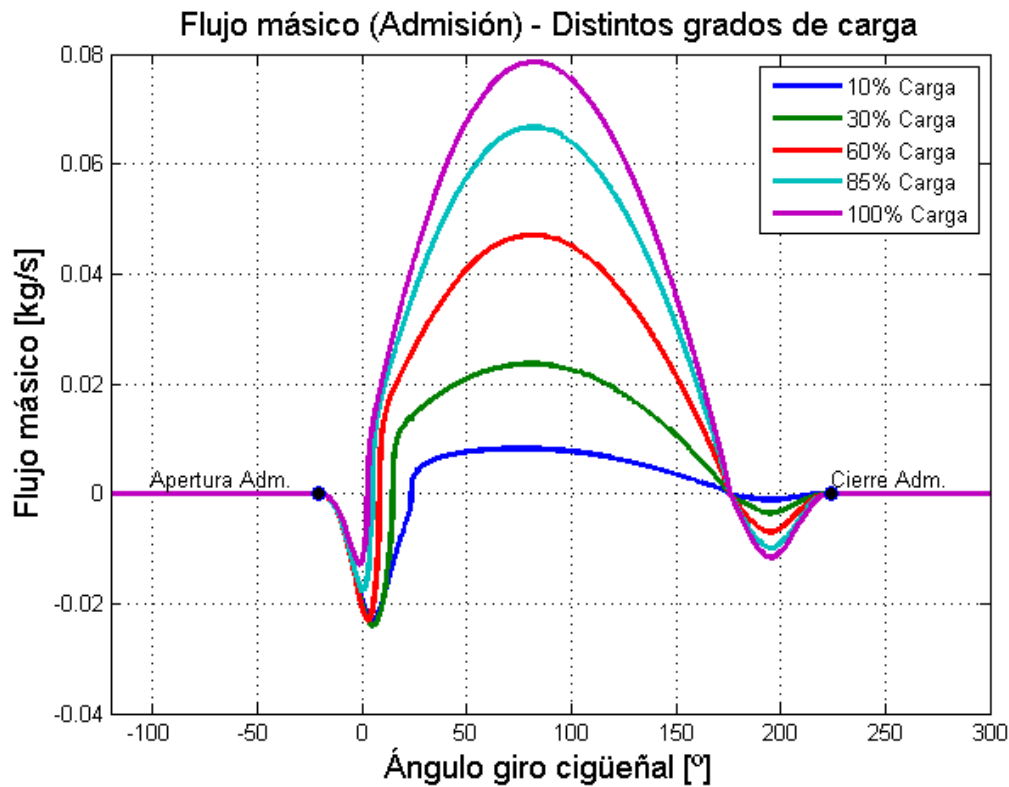


Figura 57 - Flujo másico de admisión a 11000 rpm para distintos grados de carga en función del ángulo de giro del cigüeñal

En la fase de escape, tras superar el flujo máximo alrededor de $\alpha = 530^\circ$ (Figura 58), apreciamos un descenso del caudal entorno al PMI ($\alpha = 540^\circ$). Para carga baja, la presión dentro del cilindro se iguala rápidamente con la presión en el colector de escape anulando el flujo de gases de escape momentáneamente. Cuando el pistón supera el PMI, y comienza a ascender, los gases vuelven a circular por los puertos de escape al ser barridos hasta el cierre de las válvulas.

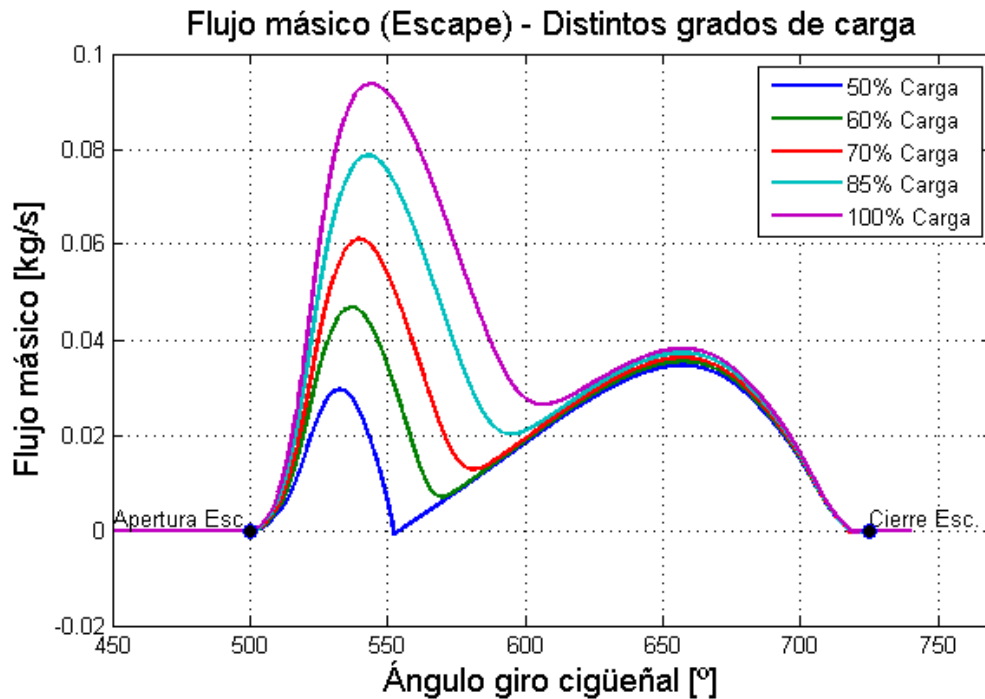


Figura 58 - Flujo másico de escape a 11000 rpm para distintos grados de carga en función del ángulo de giro del cigüeñal

En la Figura 59 se muestra la masa que encierra un cilindro para distintos grados de carga a lo largo de un ciclo. Una porción de los gases admitidos vuelven a escapar por los puertos de admisión por estar las válvulas de admisión abiertas cuando el pistón comienza a comprimir.

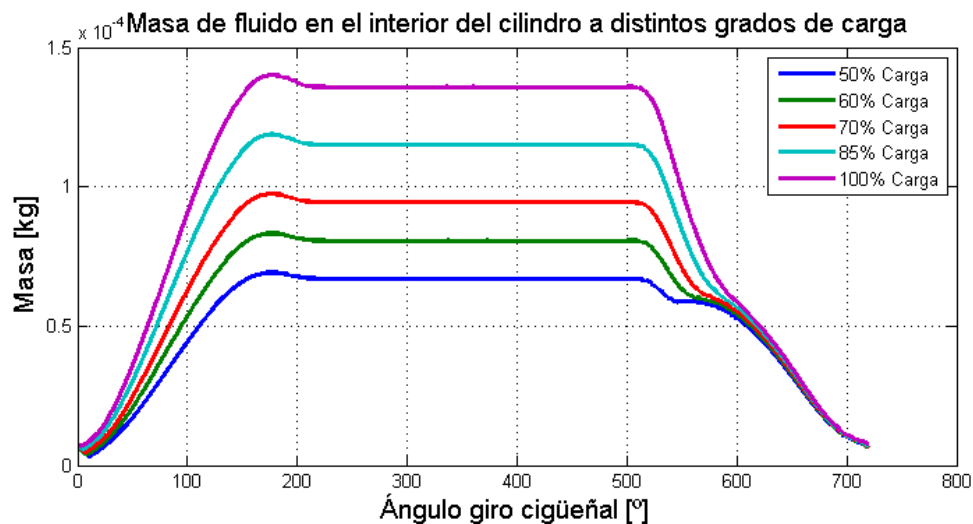


Figura 59 – Masa de fluido en el interior del cilindro a 11000 rpm para distintos grados de carga en función del ángulo de giro del cigüeñal

4.2.4 Mapa de consumo específico

El mapa de consumo específico muestra los consumos específicos para distintos grados de carga del motor a lo largo del rango de rpm's que el motor puede asumir.

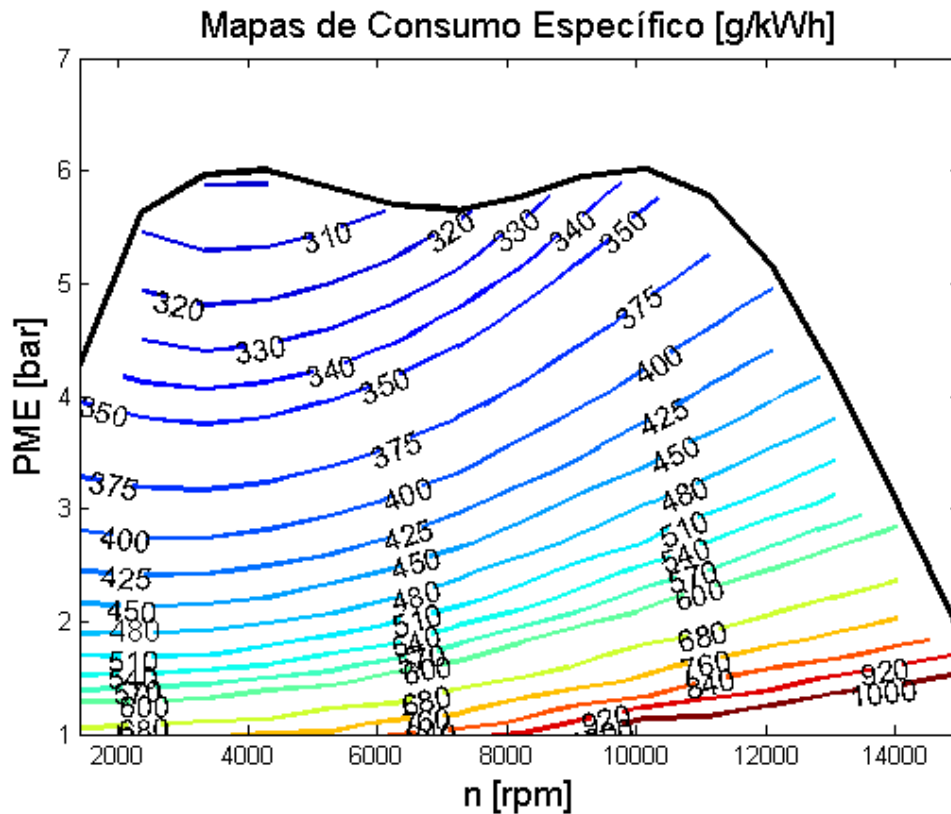


Figura 60 - Mapa de consumo específico

El polo económico es aquel punto del mapa en el que el consumo específico es mínimo. Para nuestro mapa de consumo específico (Figura 60), ese punto se sitúa a plena carga a 3342 rpm con un consumo específico de 299.65 g/kWh.

4.2.5 Balance energético y distribución de la energía

En la Figura 61 se muestra el balance energético del motor. Del total de poder calorífico que aporta el combustible, el cual consideramos el 100% de la energía aportada, solo utilizamos la parte correspondiente a la potencia efectiva. El resto de energía se disipa en distintas formas de pérdida.

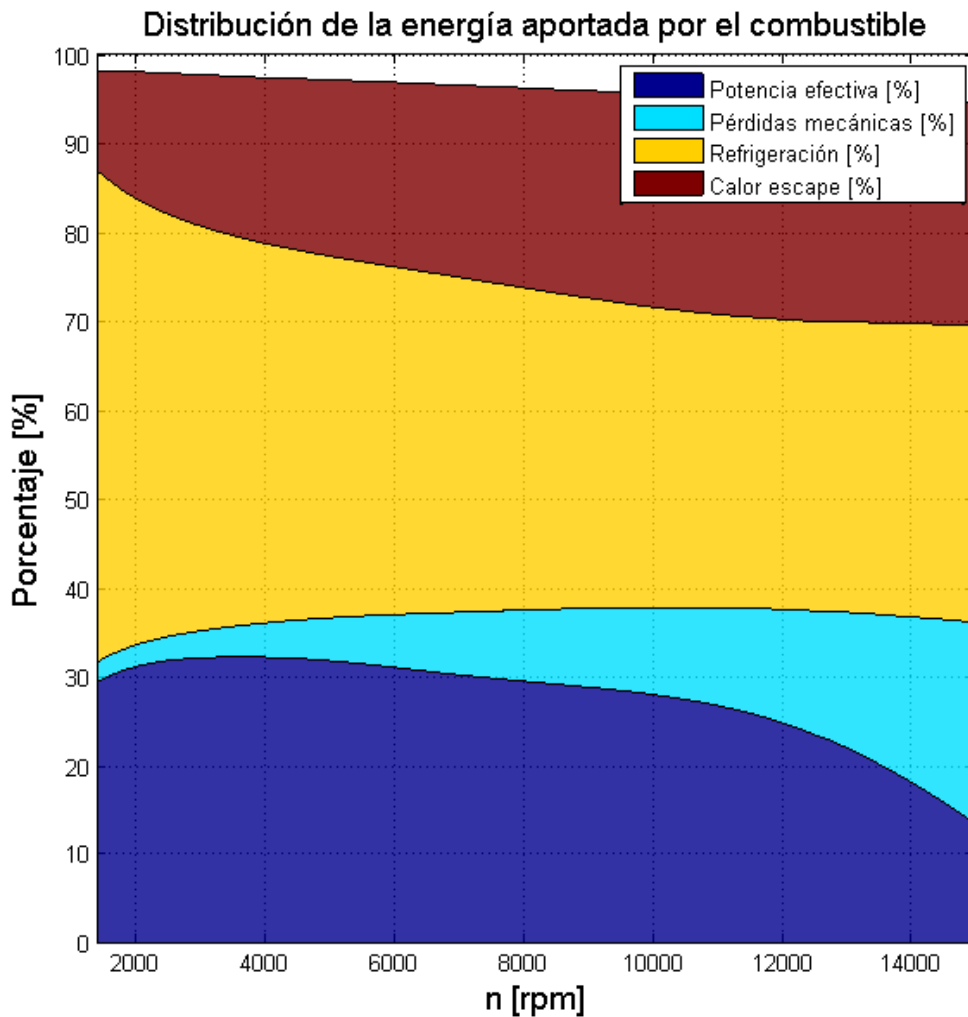


Figura 61 - Distribución de la energía aportada por el combustible

- Las pérdidas mecánicas aumentan con el régimen de giro, puesto que la fuerza de rozamiento de los elementos mecánicos aumentan con la velocidad.
- La refrigeración del motor consume gran parte del calor liberado por el combustible. A bajas vueltas, el tiempo de residencia de los gases calientes en el cilindro es mayor, por lo tanto, el calor transferido por las paredes del cilindro aumenta.
- Los gases de escape se llevan consigo buena parte de la energía disponible asociada a la entalpía térmica no aprovechada. Debido a que el escape comienza antes de que la carrera de expansión se complete, los gases quemados se mantienen a una temperatura más alta en su expulsión. A altas vueltas, el menor tiempo de residencia de los gases en el cilindro hace que salgan más calientes.

Apreciamos un ligero desviamiento del balance, pues las formas de energía consideradas no suman exactamente un 100%. Sin embargo su proximidad a dicho valor dan por válidos los modelos de pérdidas por convección y radiación y la estimación de las pérdidas mecánicas.

4.2.6 Comparación Nº Mach teórico y real en la restricción

Para el cálculo de los coeficientes de pérdidas de presión en el colector de admisión habíamos supuesto un rendimiento volumétrico $\eta_v = 1$. En esos cálculos estimativos teóricos, los resultados nos indicaban que habría bloqueo sónico del flujo en la restricción a 11800 rpm.

Con dichos coeficientes de pérdidas de presión incorporados al algoritmo, la predicción del modelo nos indica sin embargo que no hay bloqueo sónico (Figura 62). El valor del número de Mach no supera el valor $M = 0.5$.

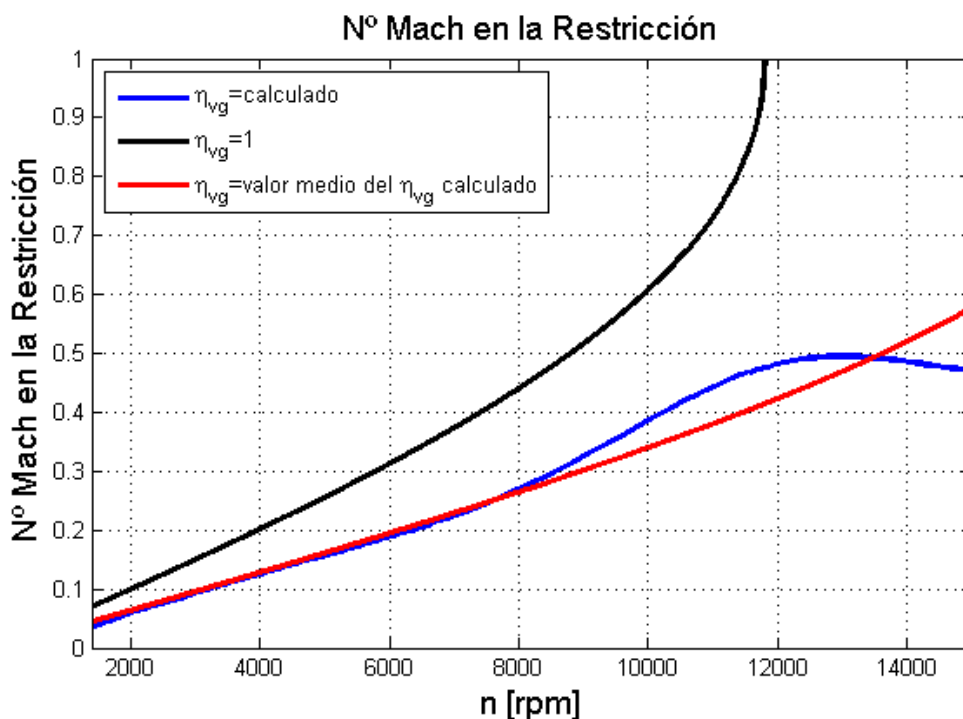


Figura 62 - Número de Mach en la restricción para distintos rendimientos volumétricos dados: a) Caso calculado por el programa, b) rendimiento volumétrico=1, c) rendimiento volumétrico=media aritmética del rendimiento volumétrico calculado.

Tal diferencia se debe a que el área efectiva se ve reducido por la existencia de capa límite en las paredes del colector. Además, la adhesión del flujo a las paredes del difusor no es perfecta, generando turbulencia y vórtices que contribuyen a esa disminución de rendimiento volumétrico global.

Para perfeccionar el algoritmo se propone tomar los resultados de este primer cálculo del flujo, y con sus parámetros volver a calcular los coeficientes de pérdidas de presión en el colector de admisión.

4.2.7 Resultados con y sin restricción

La restricción impuesta por la normativa tiene el objetivo de limitar la potencia máxima que es capaz de dar el motor para garantizar una mayor seguridad del vehículo. Propone un reto de diseño cuya forma de abordarlo es intentar maximizar el llenado del motor.

Estudiamos con el algoritmo el efecto que tiene en el rendimiento volumétrico (Figura 63):

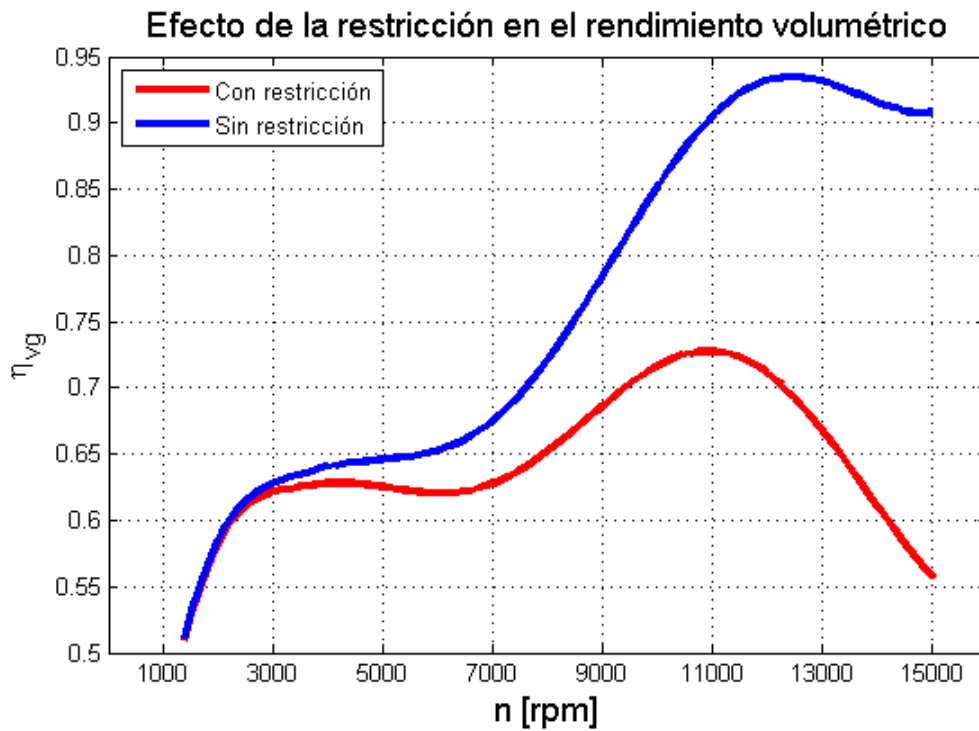


Figura 63 – Efecto de la restricción en el rendimiento volumétrico

Comprobamos la penalización en la admisión de aire que supone colocar la restricción en el colector de admisión. Como esperábamos, a mayor caudal de aire (altas vueltas), más penalización en el rendimiento volumétrico ya que diseñamos el ángulo de difusor para que fuera más efectivo a bajos rangos de vueltas. Físicamente se atribuye a la aparición de los fenómenos característicos de los flujos turbulentos como el desprendimiento de la capa límite o la creación de vórtices.

Como vimos en la introducción teórica, el rendimiento volumétrico guarda una relación directa con la potencia y el par que da el motor, en la Figura 64 se muestra el efecto de la restricción:

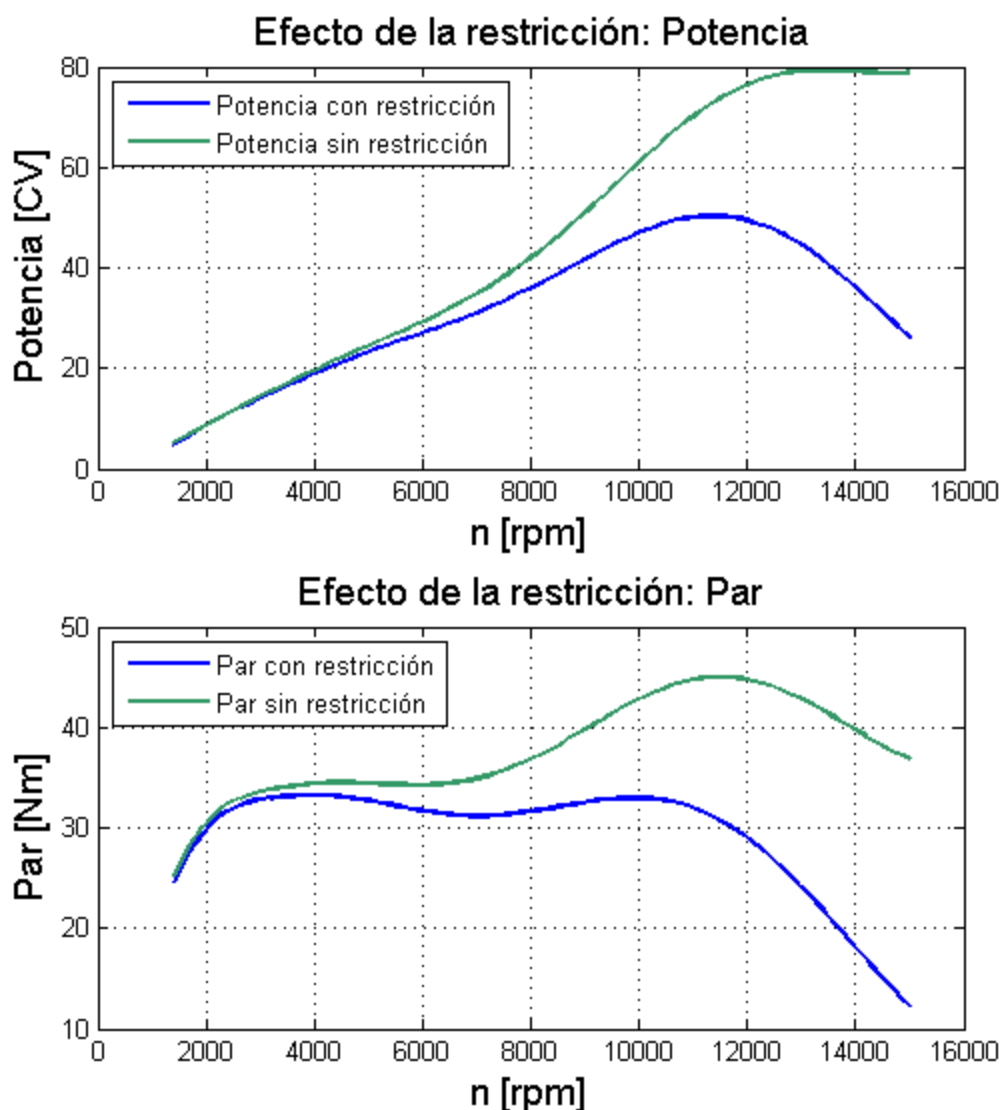


Figura 64 - Efecto de la restricción de aire en la Potencia y el Par motor

4.2.8 Resultados con y sin acción de ondas y efectos inerciales

Para mejorar el algoritmo, se incluyeron los efectos en el llenado del motor provocados por la acción de ondas y los efectos inerciales. Estos se dedujeron por la comparación de las curvas que proporcionaba el algoritmo sin tener en cuenta estos efectos y las curvas de bancos de pruebas del motor instalado en la moto.

Variación en el rendimiento volumétrico con efectos inerciales y de acción de ondas

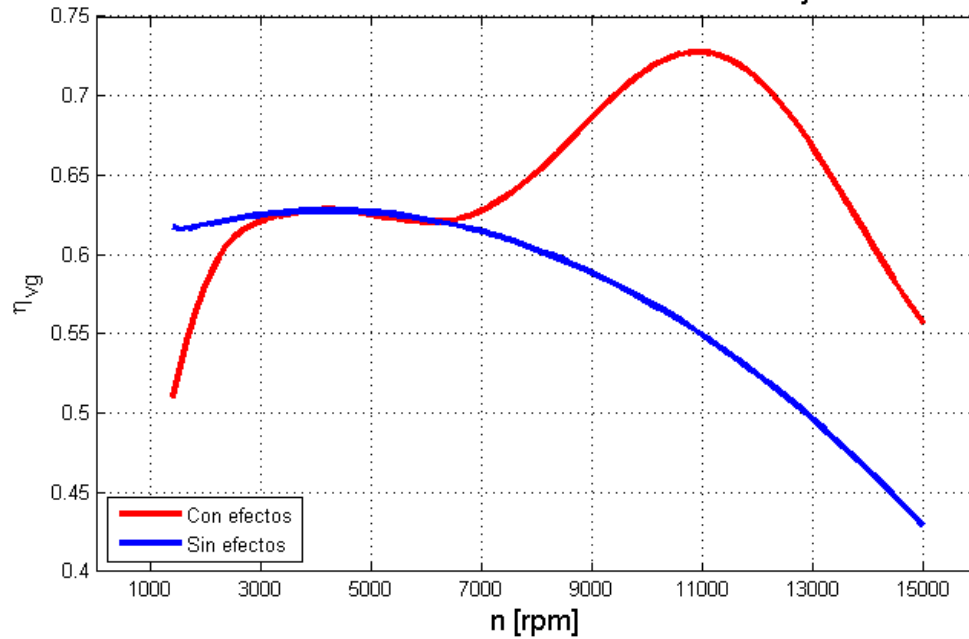


Figura 65 - Influencia de la acción de ondas y efectos inerciales en el rendimiento volumétrico

Percibimos en la Figura 65 como el diseño ayuda a aumentar el caudal de aire a altas vueltas, (a partir de 7000 rpm). Esto se traduce en una respuesta de la moto más compensada para todo el rango de vueltas como vemos en las curvas de potencia y par teniendo en cuenta la restricción (Figura 66).

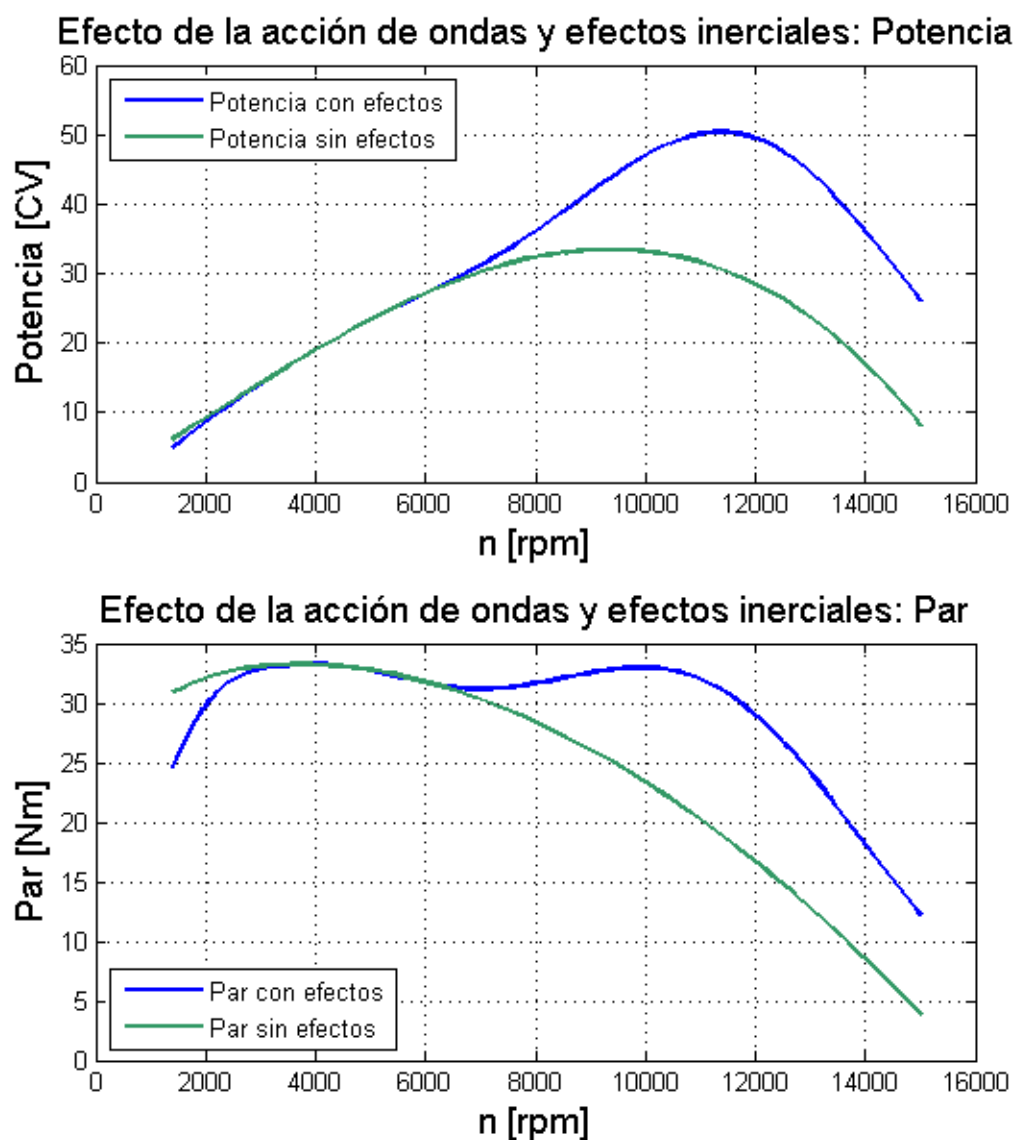


Figura 66 - Efecto de la acción de ondas y efectos inerciales en la Potencia y el Par motor

Conclusiones

El objetivo de este proyecto ha sido la simulación de las prestaciones del motor que utilizará el equipo Formula UC3M en la competición Formula Student. Este propósito se ha abordado creando un algoritmo iterativo con el software Matlab que se ha basado tanto en expresiones teóricas como en correlaciones empíricas, fruto de la experimentación.

El programa desarrollado nos permite por un coste reducido predecir la incidencia de posibles cambios en el diseño del sistema propulsor y a su vez forma una herramienta para ayudar al ingeniero a tomar decisiones en el momento del diseño.

Se ha optado por un modelo predictivo que discretiza las ecuaciones que describen la física del funcionamiento: procesos de renovación de carga, transferencia de calor, y la combustión, entre otros. El modelo ha dado como resultado los parámetros buscados (curvas de par y potencia, mapas de isoconsumo, caudales máxicos de admisión y escape y rendimientos energéticos y volumétricos), y ello disponiendo únicamente de parámetros básicos del motor, sin tener acceso al motor físico. Las hipótesis se han tomado con el objetivo de simplificar el algoritmo teniendo el mínimo impacto posible en los resultados.

El efecto de la acción de ondas y efectos inerciales incluidos en el algoritmo provienen de la comparación de las curvas de par del programa anulando la restricción y las curvas de par en banco de pruebas de la moto. Eso nos ha permitido movernos en unos ordenes de magnitud propios de la aplicación con la que trabajamos con una carga de trabajo asumible. Una mejora del algoritmo requiere de una geometría del colector de admisión real para estudiar apropiadamente estos efectos dinámicos.

El esqueleto del algoritmo se basa en expresiones teóricas, pero los datos experimentales son fundamentales para que los resultados sean próximos a la realidad. Correlaciones para el cálculo de pérdidas por convección y radiación, pérdidas mecánicas por fricción y arrastre, tasas de liberación de calor o pérdidas de presión total en el difusor han sido empleadas.

La restricción en la aspiración del motor juega un papel muy importante en las prestaciones finales del motor, concretamente en cuanto a la potencia del mismo. Limita el caudal de aire que admite, especialmente cuando el motor opera a altos regímenes de giro. El diseño del difusor que se coloca tras la restricción es un elemento que afecta directamente la efectividad del llenado, de ahí el especial cuidado que se ha de tener a la hora de diseñarlo. Parámetros como el ángulo del difusor y su longitud influyen en el rendimiento volumétrico. No obstante, una simulación CFD (Computational Fluid Dynamics) del flujo de admisión con la geometría real del colector de admisión ayudaría a aproximarse a la realidad.

5. Anexos

5.1. Anexo 1 - Desarrollo de la ecuación principal del algoritmo

Una vez tenemos la expresión definitiva del balance de energía que vamos a emplear y conocemos la aportación de cada término del mismo, damos paso a una serie de pasos hasta llegar a una expresión que nos permita modelar el motor. Buscamos una expresión con la que podamos monitorizar la evolución de la presión a lo largo del ciclo, ya que con los datos de presión para cada ángulo de giro de cigüeñal seremos capaces de predecir las prestaciones del motor.

Así pues nuestros esfuerzos ahora se concentran en manipular las ecuaciones termodinámicas envueltas en el ciclo termodinámico para llegar a dicha expresión.

Partimos del balance de energía:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \sum_e \dot{m}_e (h_{T,e}) - \sum_s \dot{m}_s (h_{T,s})$$

Los flujos másicos tienen dependencia temporal, los expresamos en forma de derivada:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{dQ}{dt} + \frac{d\tau}{dt} + \frac{dm_e}{dt} h_{T,e} - \frac{dm_s}{dt} h_{T,s}$$

Transformamos la ecuación para reemplazar las derivadas temporales por derivadas angulares. Para una función f cualquiera:

$$\frac{df}{d\alpha} = \frac{df}{dt} \frac{dt}{d\alpha} = \frac{df}{dt} \frac{1}{\omega}$$

$$\frac{df}{dt} = \omega \frac{df}{d\alpha}$$

Aplicado al balance de energía:

$$\omega \frac{dE}{d\alpha} = \omega \frac{dQ}{d\alpha} + \omega \frac{d\tau}{d\alpha} + \omega \frac{dm_e}{d\alpha} h_{T,e} - \omega \frac{dm_s}{d\alpha} h_{T,s}$$

Cancelamos las velocidades angulares ω a ambos lados de la igualdad y aprovechamos para reescribir el término de trabajo:

$$\frac{dE}{d\alpha} = \frac{dQ}{d\alpha} - P \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dm_e}{d\alpha} h_{T,e} - \frac{dm_s}{d\alpha} h_{T,s}$$

El término de energía se compone se compone de energía interna, lo que equivale a:

$$E = m \cdot u$$

$$\frac{dE}{d\alpha} = u \frac{dm}{d\alpha} + mc_v \frac{dT}{d\alpha}$$

Para ejecutar las transformaciones en la ecuación de conservación de la energía con las que se obtiene la evolución de la presión, hay que tener en cuenta la variación de: el volumen, la masa, la temperatura y la constante de los gases; de tal forma que la relación entre la variación de todas ellas se regirá por medio de la forma diferencial de la ecuación de los gases ideales:

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dm}{m} + \frac{dR_g}{R_g} + \frac{dT}{T}$$

Despejamos dT y lo expresamos en función del resto de variables:

$$dT = T \left(\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} - \frac{dm}{m} - \frac{dR_g}{R_g} \right)$$

Derivamos esta expresión respecto a α

$$\frac{dT}{d\alpha} = \left(\frac{T}{P} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{T}{V} \frac{dV}{d\alpha} - \frac{T}{m} \frac{dm}{d\alpha} - \frac{T}{R_g} \frac{dR_g}{d\alpha} \right)$$

Tomamos el último término y lo transformamos:

$$\frac{T}{R_g} \frac{dR_g}{d\alpha} = \frac{T}{R_g} \frac{d\left(\frac{R}{PM}\right)}{d\alpha} = \frac{T}{R_g} \frac{PM \frac{dR}{d\alpha} - R \frac{dPM}{d\alpha}}{PM^2} = \frac{T}{R_g} \left(-\frac{R}{PM^2} \frac{dPM}{d\alpha} \right) = -\frac{T}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha}$$

Obteniendo:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \left(\frac{T}{P} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{T}{V} \frac{dV}{d\alpha} - \frac{T}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{T}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha} \right)$$

Unimos las expresiones de la energía expresada en términos de energía interna y la última expresión:

$$\frac{dE}{d\alpha} = u \frac{dm}{d\alpha} + mc_v \left(\frac{T}{P} \frac{dP}{d\alpha} + \frac{T}{V} \frac{dV}{d\alpha} - \frac{T}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{T}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha} \right)$$

Introducimos la ecuación de los gases ideales y la relación de calores específicos γ :

$$PV = mR_g T$$

$$\left. \begin{array}{l} \gamma = \frac{c_p}{c_v} \\ R_g = c_p - c_v \end{array} \right\} R_g = c_v(\gamma - 1) \rightarrow \frac{c_v}{R_g} = \frac{1}{\gamma - 1}$$

$$\frac{dE}{d\alpha} = u \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma - 1} \left(V \frac{dP}{d\alpha} + P \frac{dV}{d\alpha} - \frac{PV}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{PV}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha} \right)$$

Sustituimos $\frac{dE}{d\alpha}$ en la ecuación principal de balance de energía:

$$u \frac{dm}{d\alpha} + \frac{1}{\gamma - 1} \left(V \frac{dP}{d\alpha} + P \frac{dV}{d\alpha} - \frac{PV}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{PV}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha} \right) = \frac{dQ}{d\alpha} - P \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dm_e}{d\alpha} h_{T,e} - \frac{dm_s}{d\alpha} h_{T,s}$$

Despejamos $\frac{dP}{d\alpha}$:

$$\begin{aligned} \frac{dP}{d\alpha} = \frac{\gamma - 1}{V} \left[\frac{dQ}{d\alpha} - P \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dm_e}{d\alpha} h_{T,e} - \frac{dm_s}{d\alpha} h_{T,s} - u \frac{dm}{d\alpha} \right. \\ \left. - \frac{1}{\gamma - 1} \left(P \frac{dV}{d\alpha} - \frac{PV}{m} \frac{dm}{d\alpha} + \frac{PV}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha} \right) \right] \end{aligned}$$

$$\frac{dP}{d\alpha} = \frac{\gamma - 1}{V} \left(\frac{dQ}{d\alpha} + \frac{dm_e}{d\alpha} h_{T,e} - \frac{dm_s}{d\alpha} h_{T,s} - \frac{dm}{d\alpha} u \right) + P \left(-\frac{\gamma}{V} \frac{dV}{d\alpha} + \frac{1}{m} \frac{dm}{d\alpha} - \frac{1}{PM} \frac{d(PM)}{d\alpha} \right)$$

Multiplicamos a ambos lados de la ecuación por $d\alpha$:

$$dP = \frac{\gamma - 1}{V} (dQ + dm_e h_{T,e} - dm_s h_{T,s} - dm \cdot u) + P \left(-\gamma \frac{dV}{V} + \frac{dm}{m} - \frac{d(PM)}{PM} \right)$$

Expresamos la energía interna relacionándola con la entalpía y reordenamos:

$$u = h + Pv$$

$$dP = \frac{\gamma - 1}{V} (dQ + dm_e h_{T,e} - dm_s h_{T,s} - h \cdot dm) + P \left(\gamma \left(\frac{dm}{m} - \frac{dV}{V} \right) - \frac{d(PM)}{PM} \right)$$

Desglosamos el diferencial de masa dm en diferencial de masa de entrada dm_e y en diferencial de masa de salida dm_s ($dm = dm_e - dm_s$), concluimos con la ecuación definitiva que utilizaremos en el modelo:

$$dP = \frac{\gamma - 1}{V} (dQ + dm_e (h_{T,e} - h) - dm_s (h_{T,s} + h)) + P \left(\gamma \left(\frac{dm}{m} - \frac{dV}{V} \right) - \frac{d(PM)}{PM} \right)$$

5.2. Anexo 2 – Código del algoritmo

```
% Cálculo de prestaciones en función de las rpm
clear all
k=0;
muestras=100; % número de muestras de rpm

for rpm=1400:(15000-1400)/(muestras-1):15000
    k=k+1;
    revpm(k)=rpm;
    ciclo;
    PresAdm(k)=P_adm;
    potencia_refrigeracion(k)=Pref*N;
    potencia_indicada(k)=Wi;
    potencia_efectiva(k)=We;
    consumo_especifico(k)=Ce;
    rendimiento_volumetrico(k)=nv;
    flujo_aire_adm(k)=fl_aire;
    par_efectivo(k)=Par_ef;
    calorespecifico(k)=Cp;
    calorespecificoq(k)=Cp_q;
end
```

```
% Subprograma que para el cálculo de un Ciclo completo

% Especificaciones del motor y del ciclo
specs
% Datos para inicializar el ciclo y ciclo de arranque
ini

% Algoritmo de cálculo por subsistemas
while max(abs((masa(i)-masa(i-nodos))/masa(i-nodos)),...
    abs((masa_quemados(i)-masa_quemados(i-nodos))/...
    masa_quemados(i-nodos))>10^(-6);

    i=i+1;
    [V,A,dV] = volarea(a,Aa,nodos,V_min,r_geom,L,l,D);
    flujovalvulas
    combustion
    propflu
    conveccion
    pm

    m_next=m_f_next+m_q_next;
    P_next=((gamma-1)/V)*(dQ_comb-dQ_conv+(h_adm-h)*(m_adm*At)-(hs_q-h)...
    *(m_esc*At))+P*(gamma*((m_next-m)/m-dV/V-(PM_next-PM)/PM)+1);
    T_next=P_next*(V+dV)/(Rg*m_next);

    % Recogida de datos
    masa_frescos(i)=m_f;
    masa_quemados(i)=m_q;
    masa(i)=m;
    angulo(i)=a;
    presion(i)=P;
    temperatura(i)=T;
    areacil(i)=A;
    volumen(i)=V;
    fraccion_quemados(i)=x_q;
    fraccion_quemadosn(i)=x_q_next;
    tasa_calor(i)=dQ_comb;
```



```
temperatura(i)=T;
areacil(i)=A;
volumen(i)=V;
fraccion_quemados(i)=x_q;
fraccion_quemadosn(i)=x_q_next;
tasa_calor(i)=dQ_comb;
tasa_conveccion(i)=dQ_conv;
area_cortina_adm(i)=Ac_adm;
area_cortina_esc(i)=Ac_esc;
masa_admision(i)=m_adm; % [kg/s]
masa_escape(i)=m_esc; % [kg/s]
dPM(i)=PM_next-PM;
dphi(i)=fq_next-fq;
dVol(i)=dV;
h_sensq(i)=hs_q;
h_sensf(i)=hs_f;
entalpia(i)=h;
gammaoraf(i)=gamma;
fraccionquemados(i)=fq;
CDesc(i)=C_d_esc;
CDadm(i)=C_d_adm;

% Registramos datos para el siguiente ciclo
m_f=m_f_next;
m_q=m_q_next;
m=m_next;
fq=fq_next;
a=a+Aa;
if a>720
    a=a-720;
end
P=P_next;
T=T_next;
contador(i)=i;

end

potencia
```

```
% Especificaciones del motor

% Delta de omega [°]
% Número de nodos por cada 720 grados (un ciclo completo)
nodos=round(6e-08*rpm^2-0.002*rpm+25.906)*720;
Aa=720/nodos; % delta de omega [°]

% Especificaciones del motor
% Número de cilindros
N=4;
% Carrera (m)
l=0.0425;
% Diametro pistón (m)
D=0.067;
% Longitud biela (m)
L=0.0918;
% Área pistón
A_pis=pi*D^2/4;
% Cilindrada unitaria (m^3)
q=l*A_pis;
% Cilindrada total (m^3)
Q=q*N;
% Relación de compresión geométrica
r_geom=12.2;
% Volumen mínimo y máximo de un cilindro
V_min=q/(r_geom-1);
V_max=r_geom*V_min;
```

```
% Revoluciones (rpm)
n=rpm/60; % [rps]
w=2*pi*n; % [rad/s]
u=2*n*l;

% Adelanto encendido
AE=25;
% Adelanto apertura escape
AAE=40;
% Retraso cierre escape
RCE=5;
% Adelanto apertura admision
AAA=21;
% Retraso cierre admision
RCA=44;
% Ángulos en el ciclo (ángulo cero situado en PMS en tramo admisión)
aRCE=RCE;
aRCA=180+RCA;
aAE=360-AE;
aAAE=540-AAE;
aAAA=720-AAA;

% Propiedades del fuel CxHy
x=8.26;
y=15.5;
PCI=44.35*10^6; % [J/kg]
Fest=(12*x+y)/((x+y/4)*(32+3.76*28)); % dosado estequiométrico

Frel=1.1;
F=Frel*Fest; % dosado real
```

```
% Inicialización del ciclo

% 0° en PMS en fase de admisión

a=225; % ángulo inicial 10° tras RCA
P=120000; % presión en el cilindro [Pa]
T=273+160; % temperatura inicial en el cilindro[K]
T_adm_0=298.15; % temperatura ambiental de admisión [K]
% phi_q=0; % fracción de masa de quemados
Rg_adm=285.4613; % suponemos que al principio son gases frescos 100%
Rg=Rg_adm;
gamma=1.35; % gamma del gas inicial
V=volarea(a,Aa,nodos,V_min,r_geom,L,l,D);
m_aire=P*V/(Rg_adm*T); % masa de aire inicial en la etapa combustión [kg]
m_f=m_aire*(1+Fest); % masa de frescos inicial en la etapa combustión [kg]
m_q=0; % masa de quemados [kg]
m=m_f+m_q; % masa total [kg]
m_q_precomb=m_q; % masa de quemados residuales ...
% iniciales en la etapa combustión [kg]
fq=m_q/(m_f+m_q); % fracción de quemados
P_atm_0=101325; % presión atmosférica

% Inicializamos con una vuelta de ciclo (arranque)

for i=1:nodos+1
    [V,A,dV] = volarea(a,Aa,nodos,V_min,r_geom,L,l,D);
    flujovalvulas
    combustion
    propflu
    conveccion
    pm

    m_next=m_f_next+m_q_next;
    P_next=((gamma-1)/V)*(dQ_comb-dQ_conv+(h_adm-h)*(m_adm*At)-(h_s_q-h)...
        *(m_esc*At))+P*(gamma*((m_next-m)/m-dV/V-(PM_next-PM)/PM)+1);
    T_next=P_next*(V+dV)/(Rg*m_next);
```

```

masa_quemados(i)=m_q;
masa(i)=m;
angulo(i)=a;
presion(i)=P;
temperatura(i)=T;
areacil(i)=A;
volumen(i)=V;
fraccion_quemados(i)=x_q;
fraccion_quemadosn(i)=x_q_next;
tasa_calor(i)=dQ_comb;
tasa_conveccion(i)=dQ_conv;
area_cortina_adm(i)=Ac_adm;
area_cortina_esc(i)=Ac_esc;
masa_admision(i)=m_adm;
masa_escape(i)=m_esc;
dPM(i)=PM_next-PM;
dphi(i)=fq_next-fq;
dVol(i)=dV;
h_sensq(i)=hs_q;
h_sensf(i)=hs_f;
entalpia(i)=h;
gammaoraf(i)=gamma;
fraccionquemados(i)=fq;
CDesc(i)=C_d_esc;
CDadm(i)=C_d_adm;

m_f=m_f_next;
m_q=m_q_next;
m=m_next;
fq=fq_next;
a=a+Aa;
if a>720
    a=a-720;
end
P=P_next;
T=T_next;
contador(i)=i;
end

```

```

% Volumen y área del cilindro en función de alpha

function [V,A,dV] = volarea(a,Aa,nodos,V_min,r_geom,L,l,D)
arad=a*(pi/180);
arad_next=(a+Aa)*(pi/180);
V=V_min*(1+1/2*(r_geom-1)*(2*L/l+1-cos(arad))-((2*L/l)^2-(sin(arad))^2)...
    ^((1/2)))); % Volumen cilindro m^3
A=pi*(D^2)/2+4*V/D; % Área cilindro m^2
V_next=(V_min*(1+1/2*(r_geom-1)*(2*L/l+1-cos(arad_next))-...
    ((2*L/l)^2-(sin(arad_next))^2)^((1/2))));
dV=V_next-V;
end

```

```
% Subprograma cálculo de Flujo a través de las válvulas
% Nomenclatura extraída del Internal Combustion Engine Fundamentals, John
% Heywood, pag 220)

if i == 1

    % Especificaciones de las válvulas en mm y grados

    nvalv_adm=2; % Número de válvulas de admisión por cilindro
    w_adm=1;
    D_adm=27.5;
    Ds_adm=3.98;
    Dp_adm=D_adm-2*w_adm;
    Dm_adm=D_adm-w_adm;
    beta_adm=37;
    nvalv_esc=2; % Número de válvulas de escape por cilindro
    w_esc=1;
    D_esc=22;
    Ds_esc=3.97;
    Dp_esc=D_esc-2*w_esc;
    Dm_esc=D_esc-w_esc;
    beta_esc=44.5;
    % Levantamiento máximo de las válvulas de admisión y escape en mm
    L_v_admmax=8.3;
    L_v_escmax=7.2;
    % Conversión de las unidades a metros y radianes
    w_adm=w_adm/1000;
    D_adm=D_adm/1000;
    Ds_adm=Ds_adm/1000;
    Dp_adm=Dp_adm/1000;
    Dm_adm=Dm_adm/1000;
    beta_adm=beta_adm*pi/180;
    w_esc=w_esc/1000;
    D_esc=D_esc/1000;
    Ds_esc=Ds_esc/1000;
    Dp_esc=Dp_esc/1000;
    Dm_esc=Dm_esc/1000;
```

```

Ds_esc=Ds_esc/1000;
Dm_esc=Dm_esc/1000;
beta_esc=beta_esc*pi/180;
L_v_admmax=L_v_admmax/1000;
L_v_escmax=L_v_escmax/1000;
% Parámetro para la ley de aceleración constante
beta_par=0.2;
% Ley de levantamiento de válvulas, L_v es un vector que contiene el
% levantamiento de la válvula en cada nodo
sa=(AAA+RCA+180)/2;
se=(AAE+RCE+180)/2;

end

% Evolución de la admisión (fracción)
if a>(720-AAA)
    adm_a=((a-aAAA)/sa);
elseif (a<(180+RCA)) && (((a+AAA)/sa)<=1)
    adm_a=((a+AAA)/sa);
elseif (a<(180+RCA)) && (((a+AAA)/sa)>1)
    adm_a=2-((a+AAA)/sa);
else
    adm_a=0;
end

% Ley de levantamiento de la válvula de admisión [m]
L_v_adm=(L_v_admmax/beta_par*(adm_a)^2*logical(adm_a<=beta_par))+...
(L_v_admmax*(1-(1/(1-beta_par)))*(1-adm_a)^2)*logical(adm_a>beta_par));
% Ley de levantamiento de la válvula de admisión [mm]
L_v_adm2=L_v_adm*1000;

```

```
% Evolución del escape (fracción)
if (a>aAAE) && ((a-aAAE)/se)<=1)
    esc_a=((a-aAAE)/se);
elseif (a>aAAE) && ((a-aAAE)/se)>1)
    esc_a=2-((a-aAAE)/se);
elseif (a<RCE)
    esc_a=2-((a+180+AAE)/se);
else
    esc_a=0;
end

% Ley de levantamiento de la válvula de escape [m]
L_v_esc=(L_v_escmax/beta_par*(esc_a)^2*logical(esc_a<=beta_par))+...
(L_v_escmax*(1-(1/(1-beta_par))*(1-esc_a)^2)*logical(esc_a>beta_par));
% Ley de levantamiento de la válvula de escape [mm]
L_v_esc2=L_v_esc*1000;

% Área de cortina de cada válvula en m^2
Ac_adm=pi*L_v_adm*D_adm;
Ac_esc=pi*L_v_esc*D_esc;

% Coeficientes de descarga en función del levantamiento de la válvula
% (interpolado de gráfica experimental)
C_d_adm=-106.82*(L_v_adm/D_adm)^4+129.72*(L_v_adm/D_adm)^3-53.684*...
(L_v_adm/D_adm)^2+7.5235*(L_v_adm/D_adm)+0.4134;
C_d_esc=-106.82*(L_v_esc/D_esc)^4+129.72*(L_v_esc/D_esc)^3-53.684*...
(L_v_esc/D_esc)^2+7.5235*(L_v_esc/D_esc)+0.4134;

% Datos colector admisión/escape
P_adm=0.95e5; % [Pa] (tras filtro de aire)

% Polinomio acción de ondas
RP_adm= 6.713278e-20*rpm^5 - 3.087279e-15*rpm^4 + 5.234319e-11*rpm^3 ...
- 4.009052e-07*rpm^2 + 1.406353e-03*rpm - 8.374707e-1;

coef_perdidas=-2e-09*rpm^2 + 5e-06*rpm + 0.993;
```



```

% Datos bloqueo en garganta
Pgar=(P_adm)*(2/(1.4+1))^(1.4/(1.4-1));
Tgar=295*2/(1.4+1);
m_bloq=1*Pgar*0.25*pi*0.02*0.02*sqrt(1.4/(285.4613*Tgar));
% Vueltas a las que M=1
M_bloq=1;

if (a >= 180-20) && (a <= 180+20) % ángulos acción de ondas
    P_adm=RP_adm*P_adm*coef_perdidas; % [Pa]
else
    P_adm=P_adm*coef_perdidas;
end
T_adm=-0.0037*rpm+388.15; % [K]
P_esc=1.05e5; % [Pa]
T_esc=1000; % [K]

% Flujo másico a través de la válvula de admisión [kg/s]

Pcr=(2/(gamma+1))^(gamma/(gamma-1)); % Presión crítica

% flujo inverso
if P_adm/P >= Pcr && P_adm/P < 1
    m_adm=nvalv_adm*(-(C_d_adm*Ac_adm*P)/((Rg*T)^(1/2))*(P_adm/P)^...
        (1/gamma)*(2*gamma/(gamma-1)*(1-(P_adm/P)^((gamma-1)/gamma)))...
        ^ (1/2));
elseif P_adm/P < Pcr
    m_adm=nvalv_adm*(-(C_d_adm*Ac_adm*P)/((Rg*T)^(1/2))*(gamma)...
        ^ (1/2)*(2/(gamma+1))^(gamma/(gamma+1)/(2*(gamma-1)))); % Bloqueo

% flujo normal
elseif P/P_adm >= Pcr && P/P_adm < 1
    m_adm=nvalv_adm*((C_d_adm*Ac_adm*P_adm)/((Rg_adm*T_adm)^(1/2))*...
        (P/P_adm)^(1/gamma)*(2*gamma/(gamma-1)*(1-(P/P_adm)^...
        ((gamma-1)/gamma)))^(1/2));
elseif P/P_adm < Pcr
    m_adm=nvalv_adm*((C_d_adm*Ac_adm*P_adm)/((Rg_adm*T_adm)^(1/2))*...
        (gamma)^(1/2)*(2/(gamma+1))^(gamma/(gamma+1)/(2*(gamma-1)))); % Bloqueo

```

```
% Flujo másico a través de la válvula de escape [kg/s]

% flujo inverso
if P/P_esc>=Pcr && P/P_esc<1
    m_esc=nvalv_esc*(-(C_d_esc*Ac_esc*P_esc)/((Rg*T_esc)^(1/2))*...
        (P/P_esc)^(1/gamma)*(2*gamma/(gamma-1)*(1-(P/P_esc)^...
            ((gamma-1)/gamma)))^(1/2));
elseif P/P_esc<Pcr
    m_esc=nvalv_esc*(-(C_d_esc*Ac_esc*P_esc)/((Rg*T_esc)^(1/2))*...
        (gamma)^(1/2)*(2/(gamma+1))^(((gamma+1)/(2*(gamma-1))))); % Bloqueo

% flujo normal
elseif P_esc/P>=Pcr && P_esc/P<1
    m_esc=nvalv_esc*((C_d_esc*Ac_esc*P)/((Rg*T)^(1/2))*(P_esc/P)^...
        (1/gamma)*(2*gamma/(gamma-1)*(1-(P_esc/P)^((gamma-1)/gamma)))...
            ^((1/2)));
elseif P_esc/P<Pcr
    m_esc=nvalv_esc*((C_d_esc*Ac_esc*P)/((Rg*T)^(1/2))*(gamma)^...
        (1/2)*(2/(gamma+1))^(((gamma+1)/(2*(gamma-1))))); % Bloqueo
end

% m_esc=m_esc*Fcorr;

At=Aa*pi/(180*w); % delta de t [s]
m_f_next=m_f+logical(m_adm>0)*m_adm*At+logical(m_adm<0)*m_adm*m_f/m*...
    At-logical(m_esc>0)*m_esc*m_f/m*At-logical(m_esc<0)*m_esc*At; %[kg]
m_q_next=m_q+logical(m_adm<0)*m_adm*m_q/m*At-logical(m_esc>0)*...
    (m_q/m)*m_esc*At; %[kg]
fq_next=m_q_next/(m_f_next+m_q_next);

% guarda los valores de masa de aire y masa quemada tras admisión para
% combustión

if a<aRCA+11 && a>aRCA+1
    m_aire_comb=m_f/(1+Fest); %[kg]
    m_q_precomb=m_q; %[kg]
end
```

```
% Subprograma liberación de calor

% Ley de quemado de Wiebe
% a0_comb (ángulo inicio combustion), delta_comb (ángulo duración
% combustión), a_wiebe y m_wiebe parametros ajustables en función del
% combustible

a0_comb=aAE;
delta_comb=40;
a_wiebe=2;
m_wiebe=5;

if a<a0_comb
    x_q=0;
elseif a>=a0_comb
    x_q=1-exp((-1)*a_wiebe*((a-a0_comb)/delta_comb)^(m_wiebe+1))
end

if a+Aa<a0_comb
    x_q_next=0;
elseif a+Aa>=a0_comb
    x_q_next=1-exp((-1)*a_wiebe*((a+Aa-a0_comb)/delta_comb)^(m_wiebe+1));
end

% Rendimiento combustión
if Frel<=1
    n_comb=0.965;
elseif Frel>1
    n_comb=-0.78*Frel + 1.73;
end

if a>=a0_comb && a<=a0_comb+100
    dQ_comb=(x_q_next-x_q)*m_aire_comb*F*PCI*n_comb;
    m_q_next=(m_q_precomb+x_q_next*m_aire_comb*(1+F));
    m_f_next=m-m_q_next;
    f_q_next=m_q_next/(m_q_next+m_f_next);
else
    dQ_comb=0;
end
```

```
% Subprograma propiedades de los fluidos de trabajo

if i==1
    % Pesos moleculares de las especies [g/mol]
    PM_O2=32;
    PM_N2=28;
    PM_CO2=44;
    PM_H2O=18;
    PM_fuel1=12*x+y;
    PM_a=(x+y/4)*(PM_O2+3.76*PM_N2)/((x+y/4)*(1+3.76)); % del aire
    PM_f=((12*x+y)+(x+y/4)*(PM_O2+3.76*PM_N2))/(1+((x+y/4)*(1+3.76)));
    % de frescos
    PM_q=(x*PM_CO2+y/2*PM_H2O+3.76*(x+y/4)*PM_N2)/(x+y/2+(3.76)*(x+y/4));
    % de quemados

    % Constante universal de los GI
    Ru=8.314472; % [J/mol·K]
    % Constante específica de cada gas [J/K·Kg]
    Rg_CO2=Ru/(PM_CO2/1000);
    Rg_H2O=Ru/(PM_H2O/1000);
    Rg_N2=Ru/(PM_N2/1000);
    Rg_O2=Ru/(PM_O2/1000);
    Rg_fuel1=Ru/(PM_fuel1/1000);
    Rg_a=Ru/(PM_a/1000);

%-----
% Matriz de coeficientes para las especies termodinámicas CO2, H2O, N2, O2
% 1000-5000K
Cof1=[ 0.44608041E+01 0.30981719E-02 -0.12392571E-05 0.22741325E-09 ...
    -0.15525954E-13 -0.48961442E+05 -0.98635982E+00
    0.27167633E+01 0.29451374E-02 -0.80224374E-06 0.10226682E-09 ...
    -0.48472145E-14 -0.29905826E+05 0.66305671E+01
    0.28963194E+01 0.15154866E-02 -0.57235277E-06 0.99807393E-10 ...
    -0.65223555E-14 -0.90586184E+03 0.61615148E+01
    0.36219535E+01 0.73618264E-03 -0.19652228E-06 0.36201558E-10 ...
    -0.28945627E-14 -0.12019825E+04 0.36150960E+01];
```

```

% Matriz de coeficientes para las especies termodinámicas CO2, H2O, N2, O2
% 300-1000K
Coef2=[ 0.24007797E+01 0.87350957E-02 -0.66070878E-05 0.20021861E-08 ...
        0.63274039E-15 -0.48377527E+05 0.96951457E+01
        0.40701275E+01 -0.11084499E-02 0.41521180E-05 -0.29637404E-08 ...
        0.80702103E-12 -0.30279722E+05 -0.32270046E+00
        0.36748261E+01 -0.12081500E-02 0.23240102E-05 -0.63217559E-09 ...
        -0.22577253E-12 -0.10611588E+04 0.23580424E+01
        0.36255985E+01 -0.18782184E-02 0.70554544E-05 -0.67635137E-08 ...
        0.21555993E-11 -0.10475226E+04 0.43052778E+01];

end

if T>1000
    % Calor específico [J/mol·K] de cada especie a una temperatura dada
    % si 1000K<T<5000K
    Cp_CO2=Ru*(Coef1(1,1)+Coef1(1,2)*T+Coef1(1,3)*T^2+Coef1(1,4)*T^3+...
        Coef1(1,5)*T^4);
    Cp_H2O=Ru*(Coef1(2,1)+Coef1(2,2)*T+Coef1(2,3)*T^2+Coef1(2,4)*T^3+...
        Coef1(2,5)*T^4);
    Cp_N2=Ru*(Coef1(3,1)+Coef1(3,2)*T+Coef1(3,3)*T^2+Coef1(3,4)*T^3+...
        Coef1(3,5)*T^4);
    Cp_O2=Ru*(Coef1(4,1)+Coef1(4,2)*T+Coef1(4,3)*T^2+Coef1(4,4)*T^3+...
        Coef1(4,5)*T^4);
else
    % Calor específico [J/mol·K] de cada especie a una temperatura dada si
    % 300K<T<1000K
    Cp_CO2=Ru*(Coef2(1,1)+Coef2(1,2)*T+Coef2(1,3)*T^2+Coef2(1,4)*T^3+...
        Coef2(1,5)*T^4);
    Cp_H2O=Ru*(Coef2(2,1)+Coef2(2,2)*T+Coef2(2,3)*T^2+Coef2(2,4)*T^3+...
        Coef2(2,5)*T^4);
    Cp_N2=Ru*(Coef2(3,1)+Coef2(3,2)*T+Coef2(3,3)*T^2+Coef2(3,4)*T^3+...
        Coef2(3,5)*T^4);
    Cp_O2=Ru*(Coef2(4,1)+Coef2(4,2)*T+Coef2(4,3)*T^2+Coef2(4,4)*T^3+...
        Coef2(4,5)*T^4);
end

```

```

% Entalpia [J/mol] de cada especie a una temperatura dada si...
% 1000K<T<5000K
h_CO2=Ru*T*(Coef1(1,1)+Coef1(1,2)/2*T+Coef1(1,3)/3*T^2+Coef1(1,4)/4*...
    T^3+Coef1(1,5)/5*T^4+Coef1(1,6)/T);
h_H2O=Ru*T*(Coef1(2,1)+Coef1(2,2)/2*T+Coef1(2,3)/3*T^2+Coef1(2,4)/4*...
    T^3+Coef1(2,5)/5*T^4+Coef1(2,6)/T);
h_N2=Ru*T*(Coef1(3,1)+Coef1(3,2)/2*T+Coef1(3,3)/3*T^2+Coef1(3,4)/4*...
    T^3+Coef1(3,5)/5*T^4+Coef1(3,6)/T);
h_O2=Ru*T*(Coef1(4,1)+Coef1(4,2)/2*T+Coef1(4,3)/3*T^2+Coef1(4,4)/4*...
    T^3+Coef1(4,5)/5*T^4+Coef1(4,6)/T);

h_CO2adm=Ru*T_adm*(Coef2(1,1)+Coef2(1,2)/2*T_adm+Coef2(1,3)/3*T_adm...
    ^2+Coef2(1,4)/4*T_adm^3+Coef2(1,5)/5*T_adm^4+Coef2(1,6)/T_adm);
h_H2Oadm=Ru*T_adm*(Coef2(2,1)+Coef2(2,2)/2*T_adm+Coef2(2,3)/3*T_adm...
    ^2+Coef2(2,4)/4*T_adm^3+Coef2(2,5)/5*T_adm^4+Coef2(2,6)/T_adm);
h_N2adm=Ru*T_adm*(Coef2(3,1)+Coef2(3,2)/2*T_adm+Coef2(3,3)/3*T_adm...
    ^2+Coef2(3,4)/4*T_adm^3+Coef2(3,5)/5*T_adm^4+Coef2(3,6)/T_adm);
h_O2adm=Ru*T_adm*(Coef2(4,1)+Coef2(4,2)/2*T_adm+Coef2(4,3)/3*T_adm...
    ^2+Coef2(4,4)/4*T_adm^3+Coef2(4,5)/5*T_adm^4+Coef2(4,6)/T_adm);

```

```
else
    % Entalpia [J/mol] de cada especie a una temperatura dada si ...
    % 300K<T<1000K
    h_CO2=Ru*T*(Coef2(1,1)+Coef2(1,2)/2*T+Coef2(1,3)/3*T^2+Coef2(1,4)/...
        4*T^3+Coef2(1,5)/5*T^4+Coef2(1,6)/T);
    h_H2O=Ru*T*(Coef2(2,1)+Coef2(2,2)/2*T+Coef2(2,3)/3*T^2+Coef2(2,4)/...
        4*T^3+Coef2(2,5)/5*T^4+Coef2(2,6)/T);
    h_N2=Ru*T*(Coef2(3,1)+Coef2(3,2)/2*T+Coef2(3,3)/3*T^2+Coef2(3,4)/...
        4*T^3+Coef2(3,5)/5*T^4+Coef2(3,6)/T);
    h_O2=Ru*T*(Coef2(4,1)+Coef2(4,2)/2*T+Coef2(4,3)/3*T^2+Coef2(4,4)/...
        4*T^3+Coef2(4,5)/5*T^4+Coef2(4,6)/T);

    h_CO2adm=Ru*T_adm*(Coef2(1,1)+Coef2(1,2)/2*T_adm+Coef2(1,3)/3*T_adm...
        ^2+Coef2(1,4)/4*T_adm^3+Coef2(1,5)/5*T_adm^4+Coef2(1,6)/T_adm);
    h_H2Oadm=Ru*T_adm*(Coef2(2,1)+Coef2(2,2)/2*T_adm+Coef2(2,3)/3*T_adm...
        ^2+Coef2(2,4)/4*T_adm^3+Coef2(2,5)/5*T_adm^4+Coef2(2,6)/T_adm);
    h_N2adm=Ru*T_adm*(Coef2(3,1)+Coef2(3,2)/2*T_adm+Coef2(3,3)/3*T_adm...
        ^2+Coef2(3,4)/4*T_adm^3+Coef2(3,5)/5*T_adm^4+Coef2(3,6)/T_adm);
    h_O2adm=Ru*T_adm*(Coef2(4,1)+Coef2(4,2)/2*T_adm+Coef2(4,3)/3*T_adm...
        ^2+Coef2(4,4)/4*T_adm^3+Coef2(4,5)/5*T_adm^4+Coef2(4,6)/T_adm);
```

```
% Coeficientes para el fuel
% C8.26 H15.5
Afuel1=[-24.078 256.63 -201.68 64.750 0.5808 -27.562 17.792];
% C7.76 H13.1
Afuel2=[-22.501 227.99 -177.26 56.048 0.4845 -17.578 15.235];

t=T/1000;
tadm=T_adm/1000;
% Calor específico para el fuel 1
Cp_fuel1=Afuel1(1)+Afuel1(2)*t+Afuel1(3)*t^2+Afuel1(4)*t^3+Afuel1(5)/...
(t^2); % [cal/gmol·K]
Cp_fuel1=Cp_fuel1*4.1868; % [J/gmol·K]
% Entalpía del fuel 1
h_fuel1=Afuel1(1)*t+Afuel1(2)*t^2/2+Afuel1(3)*t^3/3+Afuel1(4)*t^4/...
4-Afuel1(5)/t+Afuel1(6)+Afuel1(7); % [kcal/gmol]
h_fuel1=h_fuel1*1000*4.1868; % [J/gmol]
h_fuel1_adm=Afuel1(1)*tadm+Afuel1(2)*tadm.^2/2+Afuel1(3)*tadm.^3/...
3+Afuel1(4)*tadm.^4/4-Afuel1(5)./tadm+Afuel1(6)+Afuel1(7); % [kcal/gmol]
h_fuel1_adm=h_fuel1_adm*1000*4.1868; % [J/gmol]
% Calor específico para el fuel 2
Cp_fuel2=Afuel2(1)+Afuel2(2)*t+Afuel2(3)*t^2+Afuel2(4)*t^3+Afuel2(5)/...
(t^2); % [cal/gmol·K]
Cp_fuel2=Cp_fuel2*4.1868; % [J/gmol·K]
% Entalpía del fuel 2
h_fuel2=Afuel2(1)*t+Afuel2(2)*t^2/2+Afuel2(3)*t^3/3+Afuel2(4)*t^4/4-...
Afuel2(5)/t+Afuel2(6)+Afuel2(7); % [kcal/gmol]
h_fuel2=h_fuel2*1000*4.1868; % [J/gmol]

% Calor específico del aire
Cp_a=((x+y/4)*Cp_O2+3.76*(x+y/4)*Cp_N2)/((x+y/4)*(1+3.76)); % [J/mol·K]
Cp_a=Cp_a/(PM_a/1000); % [J/Kg·K]
% Calor específico de los gases frescos
Cp_f=(Cp_fuel1+(x+y/4)*Cp_O2+3.76*(x+y/4)*Cp_N2)/...
(1+(x+y/4)*(1+3.76)); % [J/mol·K]
Cp_f=Cp_f/(PM_f/1000); % [J/Kg·K]
% Calor específico de los gases de escape
Cp_q=(x*Cp_CO2+y/2*Cp_H2O+3.76*(x+y/4)*Cp_N2)/...
(x+y/2+3.76*(x+y/4)); % [J/mol·K]
```

```
% Entalpía del aire
h_a=((x+y/4)*h_O2+3.76*(x+y/4)*h_N2)/((x+y/4)*(1+3.76)); % [J/mol]
% h_a=Cp_a*(T-298);%h_a/(PM_a/1000); % [J/Kg]
h_a=h_a/(PM_a/1000); % [J/Kg]
% Entalpía de los gases frescos
h_f=(h_fuel1+(x+y/4)*h_O2+3.76*(x+y/4)*h_N2)/...
(1+(x+y/4)*(1+3.76)); % [J/mol]
h_f_adm=(h_fuel1_adm+(x+y/4)*h_O2adm+3.76*(x+y/4)*h_N2adm)/...
(1+(x+y/4)*(1+3.76)); % [J/mol]
% h_f_adm;
% h_f=Cp_f*(T-298);%h_f/(PM_f/1000); % [J/Kg]
h_f=h_f/(PM_f/1000); % [J/Kg]
h_f_adm=h_f_adm/(PM_f/1000); % [J/Kg]
% Entalpía de los gases de escape
h_q=(x*h_CO2+y/2*h_H2O+3.76*(x+y/4)*h_N2)/(x+y/2+3.76*(x+y/4)); % [J/mol]
% h_q=Cp_q*(T-298);%h_q/(PM_q/1000); % [J/Kg]
h_q=h_q/(PM_q/1000); % [J/Kg]

% Entalpía sensible del aire
h_a_0=-9.8884; % Entalpía de formación del aire a la temperatura de ref.
hs_a=h_a-h_a_0; % [J/Kg]
% Entalpía sensible de los gases frescos
h_f_0=-2.1512*10^4; % Entalpía de formación de frescos a
% la temperatura de referencia
hs_f=h_f-h_f_0; % [J/Kg]
hs_f_adm=h_f_adm-h_f_0; % [J/Kg]
% Entalpía sensible de los gases de escape
h_q_0=-2.8781*10^6; % Entalpía de formación de escape a la
% temperatura de referencia
hs_q=h_q-h_q_0; % [J/Kg]

% Rg gases frescos
Rg_f=(Rg_fuel1+(x+y/4)*Rg_O2+3.76*(x+y/4)*Rg_N2)/(1+(x+y/4)*(1+3.76));
%[J/Kg·K]
% Rg gases quemados
Rg_q=(x*Rg_CO2+y/2*Rg_H2O+3.76*(x+y/4)*Rg_N2)/(x+y/2+3.76*(x+y/4));
%[J/Kg·K]

% Calor específico a presión constante media del fluido
```



```

% Entalpía sensible del aire
h_a_0=-9.8884; % Entalpía de formación del aire a la temperatura de ref.
hs_a=h_a-h_a_0; % [J/Kg]
% Entalpía sensible de los gases frescos
h_f_0=-2.1512*10^4; % Entalpía de formación de frescos a
% la temperatura de referencia
hs_f=h_f-h_f_0; % [J/Kg]
hs_f_adm=h_f_adm-h_f_0; % [J/Kg]
% Entalpía sensible de los gases de escape
h_q_0=-2.8781*10^6; % Entalpía de formación de escape a la
% temperatura de referencia
hs_q=h_q-h_q_0; % [J/Kg]

% Rg gases frescos
Rg_f=(Rg_fuel1+(x+y/4)*Rg_O2+3.76*(x+y/4)*Rg_N2)/(1+(x+y/4)*(1+3.76));
% [J/Kg·K]
% Rg gases quemados
Rg_q=(x*Rg_CO2+y/2*Rg_H2O+3.76*(x+y/4)*Rg_N2)/(x+y/2+3.76*(x+y/4));
% [J/Kg·K]

% Calor específico a presión constante media del fluido
Cp=(1-fq)*Cp_f+fq*Cp_q;
% Entalpía media del fluido
h=(1-fq)*hs_f+fq*hs_q;
h_adm=hs_f_adm;
% h_adm=Cp_f*(T_adm-298);
% Rg media del fluido
Rg=(1-fq)*Rg_f+fq*Rg_q; % [J/Kg·K]
% Gamma
gamma=Cp/(Cp-Rg);

```

```

% Subprograma Convección y Radiación con correlación de Annand

% Transformación de las variables a unidades americanas
A_amer=A/0.092903; % Area en [ft^2]
u_amer=u/0.3048; % Vel media piston [ft/s]
D_amer=D/0.3048; % diametro piston [ft]
ro=P/(Rg*T); % densidad en SI
ro_amer=ro*0.0283168*2.20462; % densidad [lb/ft^3]
mu=1.458*10^(-6)*T^(3/2)/(T+110.4); % viscosidad dinamica en [kg/m·s]
mu_amer=mu*2.20462*0.3048; % viscosidad dinamica en [lb/ft·s]
k_aire=0.024; % Conductividad del aire [W/mK]
k_aire_amer=k_aire/1899.1/0.3048; % Conductividad del aire [chu/ft·s·°C]
a_conv=0.35; % constante
T_w=160+273; % temperatura de la pared [K]

% Potencia disipada por convección
Q_conv=(a_conv*k_aire_amer/D_amer*(ro_amer*u_amer*D_amer/mu_amer)^0.7*...
(T-T_w))*A_amer+2.1*10^(-13)*(T^4-T_w^4)*A_amer; % Calor en [chu/s]
dQ_conv=Q_conv*1899.1*At; % potencia convección x delta t [J]

```

```
% Determinación del peso molecular de la masa dentro del cilindro

% function(PM,dPM)=PM(fq)

% Datos del combustible, CxHy
x=8.26;
y=15.5;
% Peso molecular del aire [g/mol]
PM_a=((x+y/4)*(32+3.76*28))/((x+y/4)*(1+3.76));
% Peso molecular de gases frescos, fq=fraccion masa quemada [g/mol]
PM_f=(1*(12*x+y)+(x+y/4)*(32+3.76*28))/(1+(x+y/4)*(1+3.76));
% Peso molecular de gases quemados [g/mol]
PM_q=(x*44+y/2*18+3.76*(x+y/4)*28)/(x+y/2+3.76*(x+y/4));
PM=(1-fq)*PM_f+(fq*PM_q);
PM_next=(1-fq_next)*PM_f+(fq_next*PM_q);
```

Índice de Figuras

FIGURA 1 - FOTO EVENTO FORMULA STUDENT UK 2013 [2]	1
FIGURA 2 - LOGO FORMULA UC3M [3]	2
FIGURA 3 - EVENTO SKID-PAD EN FORMULA SAE MICHIGAN [6]	4
FIGURA 4 - MOTOR HONDA CBR 600RR [10]	7
FIGURA 5 - ESQUEMA MECÁNICO DE MOTOR ALTERNATIVO. LAS DOS RAYAS PARALELAS INDICAN UN EJE LIBRE A ROTACIÓN [11].....	9
FIGURA 6 - CICLO DE CUATRO TIEMPOS. DE IZQUIERDA A DERECHA: A) ADMISIÓN B) COMPRESIÓN C) EXPANSIÓN D) ESCAPE [12].....	11
FIGURA 7 - DIAGRAMA INDICADO DE UN MOTOR ALTERNATIVO DE CUATRO TIEMPOS.....	11
FIGURA 8 - RELACIÓN ENTRE VOLUMEN ADIMENSIONALIZADO CON CILINDRADA UNITARIA "Q" Y ÁNGULO DE GIRO DE CIGÜEÑAL PARA UN MOTOR HONDA CBR 600 RR.	12
FIGURA 9 - ESQUEMA DE LA CINEMÁTICA DEL SISTEMA BIELA - MANIVELA SIMPLE. [13].....	15
FIGURA 10 - MOVIMIENTO LINEAL DEL PISTÓN RESPECTO A SU POSICIÓN EN EL PMS.....	16
FIGURA 11 - PROGRESIÓN DEL VOLUMEN EN UN CILINDRO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL	17
FIGURA 12 - PROGRESIÓN DEL ÁREA EN UN CILINDRO EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL	18
FIGURA 13 - ILUSTRACIÓN DE DIAGRAMA PV Y PRESIÓN MEDIA INDICADA (REGIÓN SOMBREADA)	20
FIGURA 14 - EVOLUCIÓN DE LA PRESIÓN MEDIA RESISTENTE CON LA VELOCIDAD DE GIRO DE CIGÜEÑAL	21
FIGURA 15 - FASES DEL PROCESO DE COMBUSTIÓN EN MIF [15].....	22
FIGURA 16 - DEFINICIÓN DEL ÁNGULO DE DESARROLLO DE LA LLAMA Y DEL ÁNGULO DE QUEMADO RÁPIDO EN LA CURVA DE FRACCIÓN DE MASA QUEMADA VS. ÁNGULO DE GIRO CIGÜEÑAL [17]	24
FIGURA 17 - EVOLUCIÓN DE LA FRACCIÓN DE MASA QUEMADA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DE CIGÜEÑAL EMPLEADA EN NUESTRO MODELO	25
FIGURA 18 - VARIACIÓN DE LA EFICIENCIA DE COMBUSTIÓN CON EL DOSADO [18]	28
FIGURA 19 – TAPA DE LA CULATA DE UN MOTOR CBR 600 RR CON SUS RESPECTIVAS VÁLVULAS [23].....	32
FIGURA 20 - DIAGRAMA DE DISTRIBUCIÓN DE UN MOTOR DE GASOLINA DE 4T	32
FIGURA 21 – DIAGRAMA DE UN MOTOR DE 4 TIEMPOS, CON INDICACIÓN DE SU DISTRIBUCIÓN	34
FIGURA 22 - DIAGRAMA DE LEVANTAMIENTO (LÍNEA GRUESA), VELOCIDAD (LÍNEA DE TRAZOS) Y ACELERACIÓN (LÍNEA FINA) DE UNA VÁLVULA [25]	36
FIGURA 23 - LEVANTAMIENTO DE LAS VÁLVULAS DE ADMISIÓN Y ESCAPE EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DE CIGÜEÑAL ...	38
FIGURA 24 - ESQUEMA DEL MODELO GEOMÉTRICO IDEAL DE UNA TOBERA CONVERGENTE-DIVERGENTE.....	38
FIGURA 25 - ÁREA DE CORTINA DE UNA VÁLVULA.....	40
FIGURA 26 - COMPARACIÓN DE COEFICIENTES DE DESCARGA DE UNA VÁLVULA.....	40
FIGURA 27 - ESQUEMA COLECTOR DE ADMISIÓN	41
FIGURA 28 - VARIACIÓN DE LA DENSIDAD EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE MACH. PORCENTAJES INDICATIVOS DE LA VARIACIÓN DE DENSIDAD RESPECTO A LA DENSIDAD DE REMANSO	42
FIGURA 29 - NÚMERO DE MACH EN LA RESTRICCIÓN EN FUNCIÓN DE LA VELOCIDAD DE GIRO DEL CIGÜEÑAL	43
FIGURA 30 - ESQUEMA DEL DIFUSOR.....	44
FIGURA 31 - SEMI-ÁNGULO DEL DIFUSOR.....	45
FIGURA 32- DIAGRAMA DE COEFICIENTES DE RECUPERACIÓN DE PRESIÓN PARA $Re=404000$, $M=1$, B_r (COEFICIENTE DE BLOQUEO EN LA ENTRADA DEL DIFUSOR)=0.03 [33]	48
FIGURA 33 - DIAGRAMA DE COEFICIENTES DE RECUPERACIÓN DE PRESIÓN PARA $Re=404000$, $M=1$, B_r (COEFICIENTE DE BLOQUEO EN LA ENTRADA DEL DIFUSOR)=0.06 [34]	48
FIGURA 34 - AJUSTE POLINOMIAL DE LOS COEFICIENTES DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN TOTAL CALCULADOS EN FUNCIÓN DEL RÉGIMEN DE GIRO	49

FIGURA 35 – GRÁFICO DEL RENDIMIENTO DEL MOTOR DE LA HONDA CBR 600 RR INSTALADO EN LA MOTO DE SERIE [35]	50
FIGURA 36 - FACTOR MULTIPLICADOR DE LA PRESIÓN TOTAL DE ADMISIÓN PARA EMULAR LOS EFECTOS INERCIALES Y DE ACCIÓN DE ONDAS EN LA ADMISIÓN	51
FIGURA 37 - ESQUEMA DE LA COMPOSICIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO	52
FIGURA 38 - ENERGÍA CONTENIDA EN UN VOLUMEN DE CONTROL VARIABLE POR LA ACCIÓN DE CALOR, TRABAJO Y FLUJO MÁSCICO [38]	58
FIGURA 39 - ESQUEMA DEL TRABAJO DE FLUJO [39]	59
FIGURA 40 - VOLUMEN DE CONTROL EN EL BALANCE DE ENERGÍA [41]	61
FIGURA 41 - ILUSTRACIÓN DEL ERROR DE TRUNCAMIENTO AL DISCRETIZAR UNA DERIVADA DE PRIMER ORDEN MEDIANTE DIFERENCIAS FINITAS PROGRESIVAS. EN AZUL LA DERIVADA EXACTA DE LA FUNCIÓN EN EL PUNTO I, EN VERDE LA APROXIMACIÓN.	71
FIGURA 42 - DIAGRAMA DE SUBSISTEMAS DEL MODELO	74
FIGURA 43 - EVOLUCIÓN DE LA PRESIÓN A LO LARGO DE LAS ITERACIONES PARA SIMULACIÓN A 10000 RPM DESPROVISTO DE RESTRICCIÓN	75
FIGURA 44 - CURVAS DE POTENCIA, PAR MOTOR Y CONSUMO ESPECÍFICO DE UN COCHE DE CILINDRADA MEDIA EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REVOLUCIONES POR MINUTO [44]	77
FIGURA 45 - CURVAS DE ISOCONSUMO PARA UN MOTOR DE IGNICIÓN FORZADA DE TETRACILÍNDRICO DE 2L DE CILINDRADA [45].....	78
FIGURA 46 - RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO A PLENA CARGA EN FUNCIÓN DEL RÉGIMEN DE GIRO DEL MOTOR	79
FIGURA 47 - TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL CILINDRO A PLENA CARGA PARA VARIOS RÉGIMENES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	80
FIGURA 48 - DIAGRAMA PV A PLENA CARGA PARA VARIOS RÉGIMENES EN EJES LOGARÍTMICOS.....	81
FIGURA 49 - PRESIÓN EN EL INTERIOR DEL CILINDRO A PLENA CARGA PARA VARIOS RÉGIMENES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	82
FIGURA 50 - FLUJO MÁSCICO DE ADMISIÓN A PLENA CARGA PARA VARIOS RÉGIMENES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	83
FIGURA 51 - FLUJO MÁSCICO DE ESCAPE A PLENA CARGA PARA VARIOS RÉGIMENES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	84
FIGURA 52 - MASA EN EL INTERIOR DEL CILINDRO A PLENA CARGA PARA VARIOS RÉGIMENES EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL	84
FIGURA 53 - SIMULACIÓN DE CURVAS DE POTENCIA Y PAR A PLENA CARGA CON RESTRICCIÓN	86
FIGURA 54 - TEMPERATURA EN EL INTERIOR DEL CILINDRO A 11000 RPM PARA DISTINTOS GRADOS DE CARGA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	87
FIGURA 55 – PRESIÓN EN EL INTERIOR DEL CILINDRO A 11000 RPM PARA DISTINTOS GRADOS DE CARGA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	87
FIGURA 56 - DIAGRAMA PV A 11000 RPM PARA DISTINTOS GRADOS DE CARGA EN EJES LOGARÍTMICOS	88
FIGURA 57 - FLUJO MÁSCICO DE ADMISIÓN A 11000 RPM PARA DISTINTOS GRADOS DE CARGA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL.....	89
FIGURA 58 - FLUJO MÁSCICO DE ESCAPE A 11000 RPM PARA DISTINTOS GRADOS DE CARGA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL	90
FIGURA 59 – MASA DE FLUIDO EN EL INTERIOR DEL CILINDRO A 11000 RPM PARA DISTINTOS GRADOS DE CARGA EN FUNCIÓN DEL ÁNGULO DE GIRO DEL CIGÜEÑAL	90
FIGURA 60 - MAPA DE CONSUMO ESPECÍFICO	91
FIGURA 61 - DISTRIBUCIÓN DE LA ENERGÍA APORTADA POR EL COMBUSTIBLE	92
FIGURA 62 - NÚMERO DE MACH EN LA RESTRICCIÓN PARA DISTINTOS RENDIMIENTOS VOLUMÉTRICOS DADOS: A) CASO CALCULADO POR EL PROGRAMA, B) RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO=1, C) RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO=MEDIA ARITMÉTICA DEL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO CALCULADO.	93
FIGURA 63 – EFECTO DE LA RESTRICCIÓN EN EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.....	94

FIGURA 64 - EFECTO DE LA RESTRICCIÓN DE AIRE EN LA POTENCIA Y EL PAR MOTOR	95
FIGURA 65 - INFLUENCIA DE LA ACCIÓN DE ONDAS Y EFECTOS INERCIALES EN EL RENDIMIENTO VOLUMÉTRICO.....	96
FIGURA 66 - EFECTO DE LA ACCIÓN DE ONDAS Y EFECTOS INERCIALES EN LA POTENCIA Y EL PAR MOTOR	97

Índice de Tablas

TABLA 1 - PUNTUACIONES MÁXIMAS POSIBLES EN LOS EVENTOS [4]	3
TABLA 2 - FICHA TÉCNICA MOTOR HONDA CBR 600RR	8
TABLA 3 - ASIGNACIÓN DE LOS PARÁMETROS DEL MODELO DE REFERENCIA IDEAL DE FLUJO TOBERA CONVERGENTE- DIVERGENTE A LOS PROCESOS DE ADMISIÓN Y ESCAPE.....	39
TABLA 4 - COEFICIENTES DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN PARA UNA RELACIÓN DE ÁREAS $N1=10$ A DISTINTOS NÚMEROS DE REYNOLDS Y ÁNGULOS DE DIFUSOR [32]	45
TABLA 5 – INTERPOLACIÓN DEL COEFICIENTE DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN PARA EL RANGO DE FLUJO INCOMPRESIBLE	46
TABLA 6 - COEFICIENTES DE PÉRDIDAS DE PRESIÓN TOTAL PARA EL RANGO DE FLUJO INCOMPRESIBLE	47
TABLA 7 - CÁLCULO DEL NÚMERO DE REYNOLDS PARA EL RANGO DE FLUJO COMPRESIBLE	47
TABLA 8 - PESOS MOLECULARES DE LAS SUSTANCIAS PUESTAS EN JUEGO EN EL CICLO	54
TABLA 9 - CONSTANTES ESPECÍFICAS DE LOS COMPONENTES QUE PARTICIPAN EN EL CICLO	54
TABLA 10 - COEFICIENTES PARA LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DE LAS ESPECIES UTILIZADAS.....	55
TABLA 11 - COEFICIENTES PARA LAS PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL COMBUSTIBLE.....	56

6. Bibliografía

1. SAE International. [En línea] <http://students.sae.org/cds/formulaseries/about.htm>.
2. www.autoblog.hr. *Autoblog*. [En línea] http://www.autoblog.hr/images/uploads/711/formula_student_3__clanak.jpg.
3. **Sanz, Luis Santos**. Logo Formula UC3M.
4. **SAE International**. 2014 Formula SAE® Rules. pág. 5.
5. **Formula Student Germany**. Formula Student Germany. [En línea] <https://www.formulastudent.de/fsg/about/disciplines/>.
6. Michigan Racing Formula SAE. [En línea] http://mracing.engin.umich.edu/wp-content/uploads/2012/07/20140803_16-10-16_9552_singh_EDIT.jpg.
7. **SAE International**. [En línea] http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf.
8. **U.S. Department of Energy**. [En línea] http://www.afdc.energy.gov/fuels/ethanol_e85.html.
9. **American Honda Motor Co., Inc. - Motorcycle Division**. *Honda CBR600RR/A Service Manual*.
10. Blog Mundomoto. [En línea] http://www.mundomoto.esp.br/wp-content/uploads/2011/02/Honda_Moto2_engine.jpg.
11. **Lecuona Neumann, Antonio**. Apuntes de la asignatura Motores Térmicos, Universidad Carlos III de Madrid. Cap 2. Principios operativos, arquitectura y parámetros básicos. pág. 5.
12. **Kelly, Miles**. Fotolibra. [En línea] <http://gb.fotolibra.com/images/previews/49476-four-stroke-engine-diagram-illustration.jpeg>.
13. **Departamento de Ingeniería Mecánica, Área de ingeniería Térmica, Asignatura Motores Térmicos**. Práctica 5 - Simulación de un Ciclo Diesel.
14. **Heywood, John B**. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l. : McGraw-Hill, 1988. pág. 722.

15. **Gupta, H.N.** *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. pág. 160.
16. —. *Fundamentals of Internal Combustion Engines*. págs. 159-161.
17. **Heywood, John B.** *Internal Combustion Engine Fundamentals*. págs. 389-390.
18. —. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l. : McGraw-Hill, 1988. págs. 81-83.
19. —. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l. : McGraw-Hill, 1988. pág. 670.
20. —. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l. : McGraw-Hill, 1988. pág. 671.
21. **Annand, W.J.D.** *Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines*. pág. 973.
22. **Annand y Annand, W.J.D.** *Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines*. pág. 988.
23. Hills Motors. [En línea] <http://www.hills-bikes.co.uk/>.
24. **Lecuona Neumann, Antonio.** Apuntes de la asignatura Motores Térmicos, Universidad Carlos III de Madrid. Cap 2. Principios operativos, arquitectura y parámetros básicos. págs. 69-75.
25. —. Apuntes de la asignatura Motores Térmicos, Universidad Carlos III de Madrid. Cap 7. Procesos de renovación de la carga en motores de 4 tiempos. pág. 10.
26. —. Apuntes de la asignatura Motores Térmicos, Universidad Carlos III de Madrid. Cap 7. Procesos de renovación de la carga en motores de 4 tiempos. págs. 14-17.
27. **Çengel, Yunus A. y Boles, Michael A.** *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Quinta edición. s.l. : McGraw-Hill. págs. 70-74.
28. **Payri, Francisco y Desantes, Jose M.** *Motores de combustión interna alternativos*. s.l. : Editorial Reverté. pág. 178.
29. **Fried, Erwin y Idelchik, I.E.** *Flow Resistance: A Design Guide for Engineers*. s.l. : Hemisphere Publishing Corporation.
30. **NASA Glenn Research Center.** Mass Flow Choking: National Aeronautics and Space Administration. *National Aeronautics and Space Administration*. [En línea] <http://www.grc.nasa.gov/WWW/k-12/airplane/mflchk.html>.

31. **Fried, Erwin y Idelchik, I.E.** *Flow Resistance: A Design Guide for Engineers*. s.l. : Hemisphere Publishing Corporation. págs. 111-114.
32. —. *Flow Resistance: A Design Guide for Engineers*. s.l. : Hemisphere Publishing Corporation. pág. 113.
33. **Dolan, Francis X. y Runstadler, Peter W.** *Pressure Recovery Performance of Conical Diffusers at High Subsonic Mach Numbers*. Washington, D.C. : s.n., 1973. pág. 97.
34. —. *Pressure Recovery Performance of Conical Diffusers at High Subsonic Mach Numbers*. Washington, D.C. : s.n., 1973. pág. 98.
35. Sportrider. [En línea] <http://www.sportrider.com/2007-honda-cbr600rr-full-test-back-to-basics/?image=3>.
36. **Gordon, S. y McBride, B.J.** *Coefficients for Calculating Thermodynamic and Transport Properties of Individual Species*. s.l. : NASA publication SP-237, 1971.
37. **U.S. National Bureau of Standards.** *JANAF Thermochemical Tables*. 1971.
38. **Çengel, Yunus A. y Boles, Michael A.** *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Quinta edición. s.l. : McGraw-Hill. pág. 74.
39. —. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Quinta edición. s.l. : McGraw-Hill. pág. 226.
40. —. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Quinta edición. s.l. : McGraw-Hill. págs. 126-127.
41. 2qbike. [En línea] <http://www.2qbike.com/images/logos/tnt.png>.
42. **Payri, Francisco y Desantes, Jose M.** *Motores de combustión interna alternativos*. s.l. : Editorial Reverté. págs. 746-747.
43. —. *Motores de combustión interna alternativos*. s.l. : Editorial Reverté. pág. 748.
44. lamaneta.com. [En línea] <http://lamaneta.com/news/wp-content/uploads/2012/07/port-426x600.jpg>.
45. **Heywood, John B.** *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l. : McGraw-Hill, 1988. pág. 839.
46. **Wilson, David Gordon y Korakianitis, Theodosios.** *The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbines*. Segunda edición. s.l. : Prentice Hall. págs. 189-191.

47. **Heywood, John B.** *Internal Combustion Engine Fundamentals*. s.l. : McGraw-Hill, 1988. págs. 906-910.

48. **Çengel, Yunus A. y Boles, Michael A.** *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Quinta edición. s.l. : McGraw-Hill. pág. 494.

49. **Tugraz.** TUG Racing. [En línea] <http://racing.tugraz.at/medien/fotos/>.